

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů



Simulační odhad provozní spolehlivosti strojních systémů

Simulation Assessment of the Operational Reliability of Mechanical Systems

Autoreferát disertační práce

Ostrava, duben 2014

© Ing. Radek Kotík, 2014

ISBN 978-80-248-3399-6

OBSAH

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ	2
1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY	4
2 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE	5
3 SPECIFIKACE OBORU SPOLEHLIVOSTI SYSTÉMŮ VČETNĚ JEJICH STRUKTUR A BEZPORUCHOVOSTI.....	5
4 ROZDĚLENÍ A POPIS METOD ANALÝZ SPOLEHLIVOSTI STROJŮ.....	7
5 APLIKACE ANALÝZY SPOLEHLIVOSTI STROJNÍCH SYSTÉMŮ METODOU SBRA	8
5.1 Simulační odhad provozní spolehlivosti kloubového hřídele.....	9
5.1.1 Úvod.....	9
5.1.2 Popis posuzovaného kloubového hřídele	9
5.1.3 Stanovení poruch kloubového hřídele	11
5.1.4 Analýza provozní spolehlivosti metodou SBRA – specifikace zvolených rozhodujících vstupních náhodných veličin	15
5.1.5 Analýza provozní spolehlivosti metodou SBRA – specifikace všech vstupních náhodných veličin	21
5.1.6 Analýza poruchovosti metodou FTA	23
5.1.7 Analýza poruchovosti metodou FMECA	25
5.1.8 Závěrečné vyhodnocení a význam náhodných simulací provozní spolehlivosti včetně porovnání s deterministickým pojetím	26
5.2 Provozní spolehlivost upnutí hoblovacího nože	28
5.2.1 Úvod a použití stolní hoblovky	28
5.2.2 Popis posuzovaného upnutí hoblovacího nože a provozní parametry stolní hoblovky	28
5.2.3 Stanovení poruchového stavu při volnoběhu stroje	29
5.2.4 Stanovení poruchového stavu při řezném procesu	31
5.2.5 Vyhodnocení funkcí spolehlivosti metodou SBRA	34
5.2.6 Závěrečné vyhodnocení a význam pravděpodobnostních simulací	37
6 ZÁVĚR.....	38
SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ	39
SEZNAM VLASTNÍCH PRACÍ	41
ABSTRAKT	42
ŽIVOTOPIS.....	43
CURRICULUM VITAE	44

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

B_{KH}	délka vnitřního drážkování výsuvné části kloubového hřídele	[mm]
D_{1KH}	velký průměr výsuvné části kloubového hřídele	[mm]
D_{DKH}	průměr drážkované hřídele u kloubového hřídele	[mm]
D_{KH}	velký průměr kloubu kloubového hřídele	[mm]
C_{KH}	délka dutiny kloubu kloubového hřídele	[mm]
F_1	síla působící na smyk v kloubu u kloubového hřídele	[N]
F_{DKH}	síla působící na body zubů u drážkování kloubového hřídele	[N]
F_{KH}	celková síla vidlice u kloubového hřídele	[N]
F_{OKH}	tahová (tlaková) síla vidlice u kloubového hřídele	[N]
$F_{\dot{R}}$	řezná síla působící na nůž při procesu hoblování	[N]
$F_{\dot{S}C}$	velikost síly od šroubů při upnutí hoblovacího nože	[N]
F_{kKH}	ohybová síla vidlice u kloubového hřídele	[N]
F_o	odstředivá síla působící na hoblovací nůž	[N]
F_{ob}	odstředivá síla přítlačné lišty u upnutí hoblovacího nože	[N]
F_{ox}	složka odstředivé síly působící na hoblovací nůž	[N]
F_{oy}	složka odstředivé síly působící na hoblovací nůž	[N]
FF	pravděpodobnost poruchového stavu systému	[-]
FS_i	funkce spolehlivosti	
K	provozní součinitel vyjadřující dynamiku pohonu u kloubového hřídele	[-]
L_{2KH}	vzdálenost kloubu k výsuvné části kloubového hřídele	[mm]
$L_{\max KH}$	maximální délka kloubového hřídele (hřidel vysunutý)	[mm]
$L_{\min KH}$	minimální délka kloubového hřídele (hřidel zasunutý)	[mm]
M_{K1}	krouticí moment hnací části kloubového hřídele	[Nm]
M_{K2}	krouticí moment hnané části kloubového hřídele	[Nm]
M_{Kjm}	jmenovitý krouticí moment kloubového hřídele	[Nm]
M_{O2}	ohybový moment průřezu vidlice kloubového hřídele	[Nm]
N_i	normálová síla u upnutí hoblovacího nože	[N]
P_{EL}	výkon asynchronního elektromotoru pohonu nožové hlavy	[W]
P_{KH}	jmenovitý výkon kloubového hřídele	[W]
R_{DKH}	rádus zaoblení drážkování u kloubového hřídele	[mm]
R_{KH}	poloviční vzdálenost mezi středy protilehlých čepů křížové součásti kloubového hřídele	[mm]
Re	mez kluzu materiálu kloubového hřídele	[MPa]
RS	pravděpodobnost bezporuchového stavu systému	[-]
S_{KH}	plocha nosného průřezu vidlice kloubového hřídele	[mm ²]
T_i	třecí síla u upnutí hoblovacího nože	[N]
W_i	mez odolnosti součásti vůči provoznímu zatěžování vztahující se k meznímu stavu možné poruchy kritérií konečných mezních stavů	

W_{xKH}	modul nosného průřezu vidlice v ohybu kloubového hřídele	$[mm^3]$
X_{KH}	vzdálenost výsuvu kloubového hřídele	$[mm]$
Z_i	nejnepříznivější účinek zatížení (např. napěťová, deformační, silová či momentová odezva součástí na provozní zatěžování)	
a	vzdálenost břitu hoblovacího nože k přitlačné desce	$[mm]$
a_{KH}	vzdálenost vyložení vidlic kloubového hřídele	$[mm]$
b	vzdálenost trojúhelníkového tlaku na hoblovacím noži v nožové hlavě	$[mm]$
b_{KH}	šířka kostky kloubu kloubového hřídele	$[mm]$
c_{KH}	tloušťka vidlice kloubového hřídele	$[mm]$
d_{2KH}	průměr čepů kloubového hřídele	$[mm]$
d_{3KH}	průměr nýtů kloubového hřídele	$[mm]$
d_{KH}	průměr spojovaných hřídelů u kloubového hřídele	$[mm]$
d_{dKH}	vnitřní průměr drážkované hřídele u kloubového hřídele	$[mm]$
f_{KH}^l	skutečná, účinná plocha boku drážek na 1 $[mm]$ délky spoje	$[mm]$
f_{KH}	součinitel čepového tření u kloubového hřídele	$[-]$
f_t	velikost smykového tření u upnutí hoblovacího nože	$[-]$
m	hmotnost hoblovacího nože	$[kg]$
m_{KH}	hmotnost kloubového hřídele	$[kg]$
n	počet simulačních kroků	$[-]$
n_{KH}	jmenovité otáčky kloubového hřídele	$[ot \cdot min^{-1}]$
n_{NH}	otáčky nožové hlavy	$[ot \cdot min^{-1}]$
p_D	dovolený měrný tlak materiálu kloubového hřídele	$[MPa]$
p_m, p_n	velikost trojúhelníkového tlaku v nožové hlavě	$[MPa]$
r_t	vzdálenost těžiště hoblovacího nože ke středu nožové hlavy	$[mm]$
x_i	libovolná veličina	
\bar{x}	průměrná hodnota libovolné veličiny	
x_{KH}	vzdálenost vyložení vidlic kloubového hřídele	$[mm]$
z_{DKH}	počet zubů drážkované hřídele u kloubového hřídele	$[-]$
α_{KH}	úhlová výchylka vzájemné polohy os hřídelů u kloubového hřídele	$[^\circ]$
δ	úhel nastavení hoblovacího nože	$[^\circ]$
η_{KH}	účinnost kloubového hřídele	$[-]$
π	Ludolfovo číslo	$[-]$
σ_X	směrodatná odchylka libovolné veličiny	
τ_D	dovolené napětí materiálu kloubového hřídele	$[MPa]$
ψ_1	úhel odstředivé síly působící na hoblovací nůž	$[^\circ]$
ω_1	úhlová rychlost hnací části kloubového hřídele	$[rad \cdot s^{-1}]$
ω_2	úhlová rychlost hnané části kloubového hřídele	$[rad \cdot s^{-1}]$
ω_{NH}	úhlová rychlost nožové hlavy	$[rad \cdot s^{-1}]$

1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY

Spolehlivost a životnost jsou již několik desetiletí klíčovými pojmy většiny národních i mezinárodních předpisů pro navrhování a ověřování strojů. Také nově zaváděné mezinárodní normy Mezinárodní organizace pro standardizaci ISO a Evropské komise pro normalizaci CEN se systematicky opírají o pravděpodobnostní postupy, matematickou statistiku a teorii spolehlivosti, např. [32], [33], [34]. Tento vývoj mezinárodních předpisů spolu s velkým rozvojem počítačové techniky umožňuje rozvoj pravděpodobnostních metod teorie spolehlivosti a jejich postupné pronikání k široké technické veřejnosti. Komerčně dostupné softwarové produkty, např. program Anthill metody SBRA [1], [2], VaP (Variable Processor) [6], FReET (Feasible Reliability Engineering Tool) [16], usnadňují efektivní zavádění těchto postupů do běžné konstrukční praxe.

Jakýkoliv stroj nebo jeho součásti navrhujeme z materiálů, jejichž charakteristické vlastnosti můžeme stanovit jen s určitou pravděpodobností. Vlastnosti se mění s časem, podléhají degradaci v důsledku namáhání, únavy materiálu, koroze apod. Změny vlastností můžeme měřit a analyzovat pomocí matematické statistiky. Změny v budoucnosti můžeme jen předpokládat a přesnost odhadu závisí na časovém horizontu předpokládané životnosti. To vše nás vede k tomu, že se musíme spokojit při návrhu i posuzování strojů a jejich částí s tím, že spolehlivost je náhodně proměnná veličina, kterou můžeme stanovit jen s určitou pravděpodobností. Toto poznání vede stále k větší míře používání pravděpodobnostních metod na úkor metod deterministických.

Základem pravděpodobnostního přístupu je nahrazení součinitelů bezpečnosti jednotlivých částí strojů, které byly stanoveny na základě zkušeností a byly ovlivněny teoretickou fundovaností a konstrukčním citem odborníků, návrhovou, směrnou pravděpodobností poruchy, popřípadě návrhovou spolehlivostí. Spolehlivost v moderním pojetí je funkcí množiny náhodně proměnných parametrů a je proto též náhodně proměnnou veličinou. Její směrnou hodnotu můžeme určit z míry rizika porušení stroje či jednotlivých částí, kterou při jejím návrhu připustíme. Základy teorie spolehlivosti a pravděpodobnosti lze najít v četných publikacích, např. [12], [13], [14], [15], [38].

V současné konstrukční praxi se bezpečnost a životnost strojů a jejich součástí hodnotí na základě koncepce mezních stavů, která zahrnuje nespočet různých kritérií poruch, jejichž výskyt je náhodným jevem [3]. Za předpokladu, že pro každý mezní stav je definovaná určitá veličina či funkce, která dosahuje v mezním stavu mezní hodnotu a její překročení má za následek poruchu – ztrátu schopnosti strojní součásti plnit svou funkci v provozu požadovanou konstrukčními zvyklostmi, zkušenostmi, předpisy, technickými podmínkami a standardy, je kritériem bezpečnosti podmínka bezporuchovosti (provozuschopnosti):

$$Z < W \quad (1.1)$$

$$Z(t) < W(t) \quad (1.2)$$

Kritériem poruchového stavu podmínka poruchovosti:

$$Z \geq W \quad (1.3)$$

$$Z(t) \geq W(t) \quad (1.4)$$

kde:

- Z , popř. $Z(t)$ je nejnepříznivější účinek zatížení, např. napět'ová, deformační, silová či momentová odezva součásti na provozní zatěžování,
- W , popř. $W(t)$ je mez odolnosti součásti vůči provoznímu zatěžování vztahující se k meznímu stavu možné poruchy kritérií konečných mezních stavů.

Veličiny Z a W se vztahují na kritické místo nebezpečného průřezu hodnocené strojní součásti pro posuzované provozní podmínky nezávisle na čase nebo v čase t . Z charakteru provozu a funkce strojních součástí, materiálových vlastností a výrobních nepřesností mají obě veličiny stochastický charakter. Vyjadřují se proto náhodnými proměnnými či funkcemi, jejichž hodnoty vykazují rozptyl s různou četností výskytu.

Kritéria (1.1) až (1.4) se týkají různých podmínek nahodilých poruch a prokazují způsobilost, respektive nezpůsobilost součásti přenášet nejnepříznivější, definovaná zatížení po celou dobu požadované životnosti (neomezené či limitované) a současně plnit svou funkci tak, aby neomezila správnou činnost ostatních částí strojů. Kritéria se týkají mezních stavů únosnosti a funkční způsobilosti a použitelnosti. Obecně tak porucha zahrnuje několik typů mezních stavů, které se vztahují ke kritériím mechanické pevnosti – meze se definují např. začátkem plastické poddajnosti, pevností materiálu, lomem či ztrátou stability tvaru, dále ke kumulaci poškození – mez je definovaná např. přijatelnou velikostí časově kumulovaných poškození např. únavou, korozí, degradací vlastností materiálu nebo časovanou či trvalou mezí únavy materiálu nebo k přijatelné elastické nebo elastickoplastické deformaci, mezní třecí reakci atd.

V disertační práci je podrobně popsáno hodnocení provozní bezpečnosti a životnosti strojů a jejich částí deterministickým způsobem i pravděpodobnostním způsobem.

2 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Úkolem disertační práce je na několika vybraných příkladech provést simulační odhady provozní spolehlivosti strojních systémů. Ukázat přednosti a nevýhody pravděpodobnostního pojetí provozní bezpečnosti a životnosti. Splnění tohoto úkolu je rozděleno do několika dílčích cílů:

- Provést komplexní rozbor provozní spolehlivosti jako vědní disciplíny.
- Aplikovat teorii spolehlivosti systémů na stroje, zařízení či jejich komponenty.
- Provést přehled metod analýz spolehlivosti strojů a jejich částí.
- Popsat zvolenou pravděpodobnostní metodu SBRA a metodu analýzy stromu poruchových stavů FTA.
- Provést analýzu spolehlivosti pomocí metody SBRA programem Anthill dvou vybraných strojních systémů. V případě volby složitějšího strojního systému ověřit výsledky vyhodnocením metodou analýzy stromu poruchových stavů FTA.

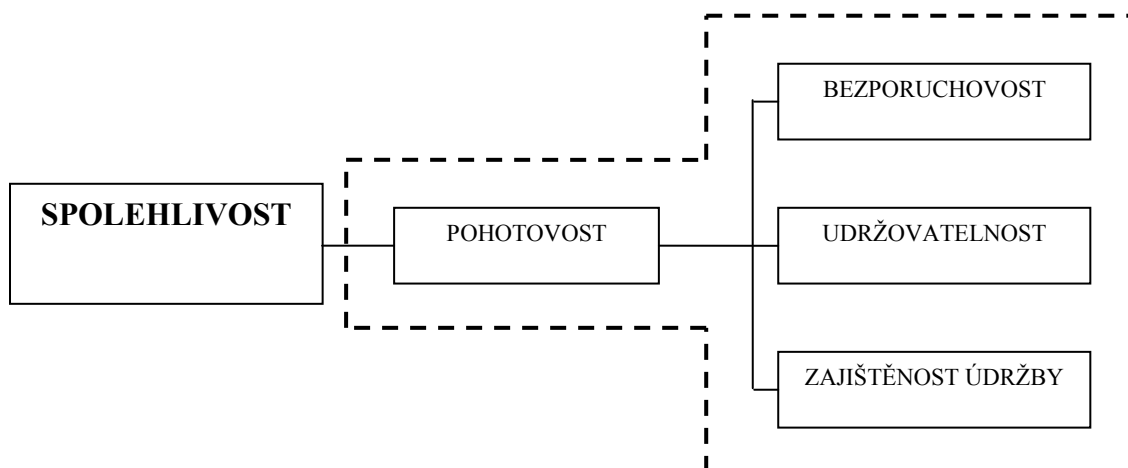
3 SPECIFIKACE OBORU SPOLEHLIVOSTI SYSTÉMŮ VČETNĚ JEJICH STRUKTUR A BEZPORUCHOVOSTI

Základním výchozím bodem řešené problematiky spolehlivosti strojů je vymezení definic, pojmů, vlastností a ukazatelů spolehlivosti technických systémů. Předkládaná specifikace oboru spolehlivosti technických systémů vychází z mnoha platných českých norem [32], [33] až [51].

Spolehlivost podle ČSN EN ISO 9000 [39] a ČSN IEC 50(191) [41]

je souhrnný termín používaný pro popis pohotovosti a faktorů, které ji ovlivňují: bezporuchovost, udržitelnost a zajištěnost údržby jak je znázorněno na obr. 3.1. Spolehlivost se zde používá pouze pro obecný nekvantifikovaný popis.

Popisy definic jednotlivých faktorů termínu spolehlivosti je provedeno v tab. 3.1 podle ČSN IEC 50 (191) [41].



Obr. 3.1 Vymezení pojmu spolehlivosti

Tab. 3.1 Popis faktorů termínu spolehlivosti

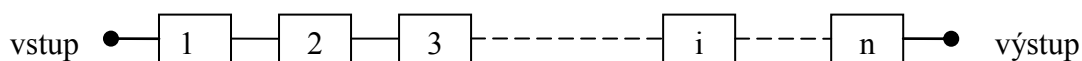
Termín:	Definice:
Pohotovost	schopnost systému být ve stavu schopném plnit požadovanou funkci v daných podmínkách, v daném časovém okamžiku nebo v daném časovém intervalu, za předpokladu, že jsou zajištěny požadované vnější prostředky.
Bezporuchovost	schopnost systému plnit požadovanou funkci v daných podmínkách a v daném časovém intervalu. POZNÁMKA: obecně se předpokládá, že na začátku časového intervalu je systém ve stavu schopném plnit požadovanou funkci.
Udržitelnost	schopnost systému v daných podmínkách používání setrvat ve stavu nebo vrátit se do stavu, v němž může plnit požadovanou funkci, jestliže se údržba provádí v daných podmínkách a používají se stanovené postupy a prostředky.
Zajištění údržby	schopnost organizace poskytující údržbářské služby zajišťovat podle požadavků v daných podmínkách prostředky potřebné pro údržbu podle dané koncepce údržby. POZNÁMKA: dané podmínky se vztahují jak na vlastní objekt, tak i na podmínky používání a údržby.

Ukazateli spolehlivosti se rozumí funkce nebo hodnota používaná pro popis náhodné proměnné nebo náhodného procesu. Matematické výrazy pro ukazatele pohotovosti, bezporuchovosti, udržitelnosti a zajištěnosti údržby jsou podrobně popsány v [48] a poskytují praktické návody, které jsou zásadně důležité pro kvantifikaci těchto ukazatelů spolehlivosti. Jednotlivé ukazatele jsou vysvětleny podle vlastností spolehlivosti v příloze disertační práce. Ve výpočtech či simulacích se bere spolehlivost v úzkém slova smyslu jako bezporuchovost.

Technické zařízení nebo stroj složený ze součástí chápeme jako systém složený z funkčně vzájemně vázaných prvků. Systém je proto souhrn vzájemně vázaných prvků, určený k plnění požadované funkce stroje [11], [12].

Teorie spolehlivosti systémů se zabývá studiem, analýzou a hodnocením spolehlivostních vlastností systému v závislosti na spolehlivostních vlastnostech prvků. Struktura systému je dána spojením prvků, které mohou být řazeny sériově, paralelně nebo kombinovaně [40] a jsou popsány v disertační práci.

Sériový systém je u strojů nejjednodušší a nejčastější. Jako příklady z technické praxe lze uvést: převodovky, spojky, šroubová spojení, ložiskové domky a uzly, kladkostroje, ozubená soukolí, různé dopravníky, podavače, dopravní linky, zvedací systémy a mnoho dalších technických zařízení. Oba zvolené příklady systémů jsou sériově řazené. Příklad modelu sériového systému je na obr. 3.2.



Obr. 3.2 Blokový diagram modelu sériového systému

Pravděpodobnost, že se sériový systém nachází v bezporuchovém stavu, vyjádříme rovnicí:

$$RS = P(X_S) = P(X_1 \cap X_2 \cap \dots \cap X_i \cap \dots \cap X_n) = P\left(\bigcap_{i=1}^{i=n} X_i\right) \quad (3.1)$$

Pro bezporuchový stav systému S z pravděpodobnostní tabulky plyne:

$$P(S) = P(A) \cdot P(B) \cdot P(C) \quad (3.2)$$

Celková pravděpodobnost bezporuchovosti sériového systému je dána součinem jednotlivých dílčích pravděpodobností prvků:

$$RS = R_A \cdot R_B \cdot R_C \quad (3.3)$$

4 ROZDĚLENÍ A POPIS METOD ANALÝZ SPOLEHLIVOSTI STROJŮ

V disertační práci je popsáno rozdělení jednotlivých metod popřípadě postupů vyhodnocování spolehlivosti strojů a jejich částí. Deterministické metody posuzování spolehlivosti jsou používané v současných konstrukčních normách a předpisech. Byly vyvinuty v předpočítačové době a jsou založeny na teorii spolehlivosti a matematické statistice. Modernější postupy představují polopravděpodobnostní, respektive plně pravděpodobnostní metody či metody jiné.

Deterministické metody jsou historicky nejstarší metody pro navrhování a posuzování spolehlivosti konstrukcí, strojních částí a systémů. Počátky se datují z devatenáctého století. Tyto nejrozšířenější a nejpoužívanější metody při vyhodnocování bezpečnosti a životnosti všech typů konstrukcí, částí a systémů jsou jednoduché, neboť neuvažují s reálnými stochastickými vlastnostmi vstupních veličin.

Polopravděpodobnostní metody tvoří přechod mezi deterministickými a plně pravděpodobnostními metodami. Využívají formální postup a některé pojmy, známé z deterministických metod. Jsou tedy výhodné zvláště pro inženýrskou praxi. Polopravděpodobnostní přístup byl všeobecně akceptován při tvorbě euronorem a je znám

jako metoda parciálních součinitelů spolehlivosti. Formálně se tak výpočet přibližuje k deterministickému pojetí.

Plně **pravděpodobnostní metody** tvoří vyšší úroveň teorie spolehlivosti. Pro výpočet spolehlivosti potom potřebujeme softwarové vybavení (produkt založený na simulační metodě) a výkonný počítač.

Simulační metody pro výpočet pravděpodobnosti jsou pro konstrukční praxi nejvhodnější. Používáme software metody SBRA (Simulation-Based Reliability Assessment) [1], [2], [10] program Anthill, Systém STRUREL (STRUctural RELiability System) [5], který používá metody FORM, SORM a různé simulační metody. Systém zahrnuje několik samostatných programů (STATREL, COMREL, SYSREL, NASREL) a je vhodný pro řešení náročných úloh s časově závislými procesy. Dále program VaP (Variable Processor) [6], který vedle metody FORM využívá metody momentové a simulační. Tento program je vhodný pro řešení jednodušších časově nezávislých úloh. Dalším univerzálně použitelným spolehlivostním softwarem je FReET (Feasible Reliability Engineering Tool) [16], vyvíjený ke statistické, citlivostní a spolehlivostní analýze.

Metody analýzy rizik fungují na základě odhadů. Jde zejména o různé typy logických diagramů (stromkové diagramy poruch, stromkové diagramy jevů, rozhodovací diagramy příčin a následků). Zpravidla jsou tyto diagramy doplněny softwarovými produkty ve formě tabulkových procesů. Ještě bohatší možnosti modelování rizik poskytují Bayesovské metody [18] nebo kauzální sítě (causa networks or Bayesian believe network) – uspořádané necyklické sestavy uzlů, které jsou propojeny kauzálními (příčinnými) vazbami (šipkami) znázorňujícími závislost následných uzlů (potomků) na příčinných uzlech (rodičích) [7] a [8].

V disertační práci je nejvíce používána pro simulační odhad provozní spolehlivosti strojních systémů metoda SBRA programem Anthill. Důležitou kapitolou při rozboru dané metody je tvorba datových souborů zátěžných spekter pohonů strojů vyplývající z [55]. Dále je popsána metoda FTA, která je známou a rozšířenou deduktivní metodou ([14], [23], [24] apod.), kterou detailně popisují i technické normy ([35], [36] apod.). Technická norma [35] doporučuje při analýze bezporuchovosti strojních systémů kombinovat analýzu FTA s jinými induktivními metodami vyhodnocení bezporuchovosti. Tato kombinace slouží k vzájemné kontrole analýz a zvýšení důvěryhodnosti z hlediska bezpečnosti strojů. V této práci je provedena kombinace analýzy FTA a analýzy způsobů a důsledků poruch FMEA – Failure Mode and Effects Analysis, respektive analýzy způsobů, důsledků a kritičnosti poruch FMECA – Failure Mode, Effects and Criticality Analysis. Tato metoda představuje systematický postup analýzy systému za účelem zjištění potenciálních způsobů poruch, jejich příčin a důsledků na technické parametry či výkonnost stroje (systému). Tuto metodu popisuje technická norma [36].

5 APLIKACE ANALÝZY SPOLEHLIVOSTI STROJNÍCH SYSTÉMŮ METODOU SBRA

Pomocí zvolených metod (SBRA, FTA a FMECA), na základě informací o teorii spolehlivosti a znalostí z vědní disciplíny částí a mechanismů strojů jsou na konkrétních případech z konstrukční a projekční praxe analyzovány simulační odhady provozní spolehlivosti systémů jako celku.

V práci je posuzována provozní spolehlivost kloubového hřídele u papírenského stroje (viz kapitola 5.1) a provozní spolehlivost upnutí hoblovacího nože (viz kapitola 5.2).

5.1 Simulační odhad provozní spolehlivosti kloubového hřídele

5.1.1 Úvod

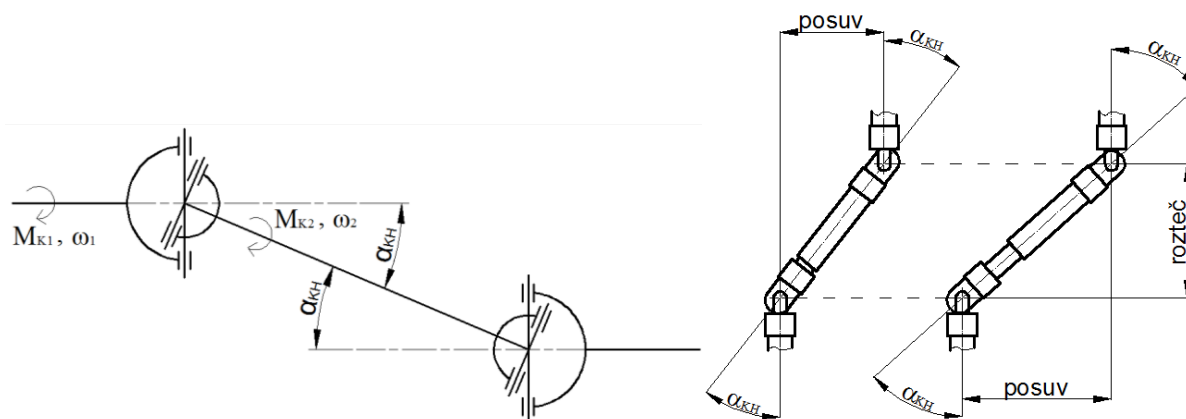
Důležitou částí v oblasti navrhování a posuzování bezpečnosti výrobních strojů je problematika spolehlivosti spojení hřídelů konající rotační pohyb a přenášející krouticí moment. K tomuto účelu slouží hřídelové spojky, v našem případě výsuvná kloubová hřídel s kluzným uložením – viz obr. 5.1, patřící do podskupiny spojek vyrovnávacích, úhlových. Tato spojka se rozšířila z výroby vozidel do všeobecného a těžkého strojírenství. Používá se například ve stavbě obráběcích, hospodářských či papírenských strojů, ve stavbě jeřábů, lodí, válcovacích stolic a tratí, výrobních linek, manipulátorů, mobilních pracovních strojů, v automobilovém průmyslu (např. převodové ústrojí u nákladních automobilů, polohování volantu v automobilech) apod., a to pro přenos od nejmenších do největších hodnot krouticích momentů.



Obr. 5.1 Výsuvná kloubová hřídel s kluzným uložením

5.1.2 Popis posuzovaného kloubového hřídele

Tato kloubová spojka se často používá tam, kde je při výrobě dodržení souososti hřídelů příliš pracné a drahé. Umožňuje totiž spojení dvou hřídelů s úhlovou vychýlkou α_{KH} jejich vzájemné polohy – viz obr. 5.2.

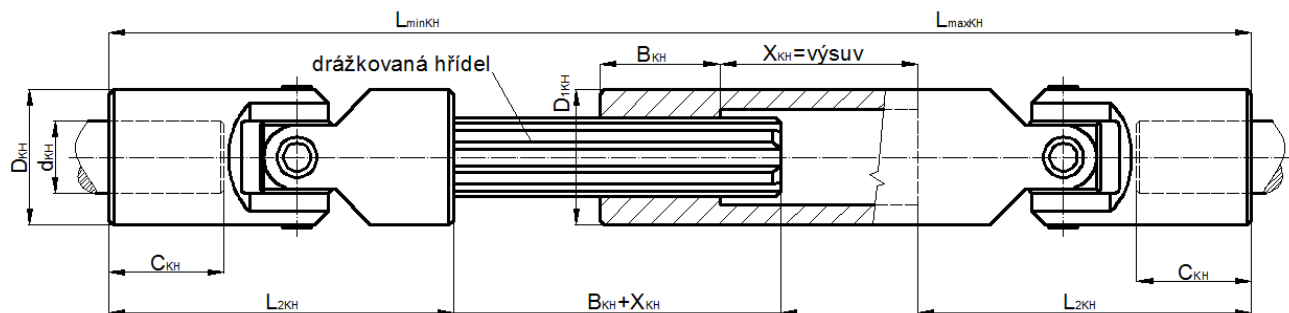


Obr. 5.2 Schéma výsuvného kloubového hřídele

Posuzovaný kloubový hřídel je určen pro jmenovitý výkon $P_{KH} = 3[kW]$, jmenovité otáčky $n_{KH} = 700[ot/min]$ s náhodným kolísáním úhlu vychýlky polohy hřídelů $\alpha_{KH} = 0 \div 20[^\circ]$. Na základě těchto údajů určí podle [21] výsuvný kloubový hřídel

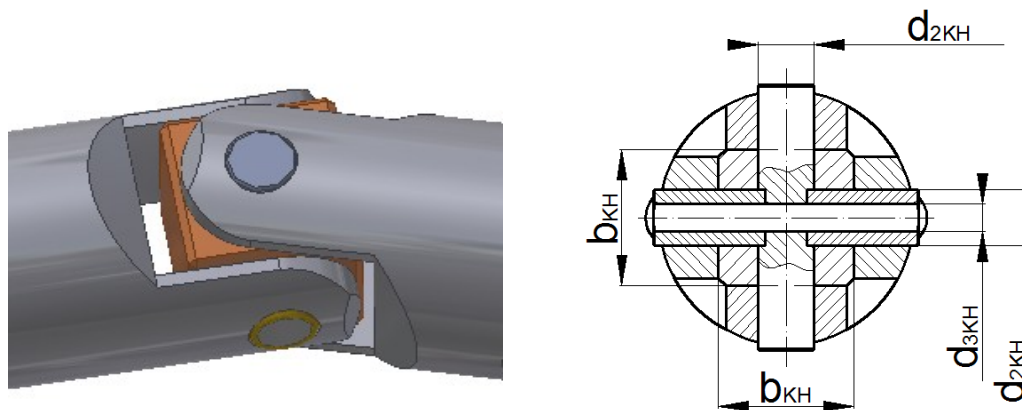
s kluzným uložením typu GA DIN 808 pod sjednávacím číslem: 4GA05 s níže uvedenými parametry podle obr. 5.3:

- $d_{KH} = 22[mm]$, $D_{KH} = 45[mm]$, $L_{2KH} = 95[mm]$, $C_{KH} = 22[mm]$, $L_{min KH} = 250[mm]$, $L_{max KH} = 280[mm]$, $X_{KH} = 30[mm]$, $D_{1KH} = 47[mm]$, $B_{KH} = 50[mm]$, $m_{KH} = 2,35[kg]$ a drážková hřídel má toto označení: 6x23x28 (tudíž hodnoty jsou $z_{DKH} = 6[-]$, $D_{DKH} = 28[mm]$, $d_{DKH} = 23[mm]$ a $R_{DKH} = 0,3[mm]$).



Obr. 5.3 Konstrukce výsuvného kloubového hřídele

Uzel výsuvného kloubového hřídele s kluzným uložením (obr. 5.4) se skládá ze dvou shodných vidlic, které jsou na hnací i hnanou hřídel nasunuty. Mezi rozevření vidlic je umístěna ve dvou směrech provrtaná kostka. Ta zprostředkovává pomocí navzájem kolmých čepů přenos otáčivého pohybu a krouticího momentu z hnací na hnanou hřídel. Středový kříž je tvořen danou kostkou, do které je vsunut čep s provrtanou střední částí a vybráním. Do vybrání zapadají pouzdra a tím také pojišťují správnou polohu čepů. Tyto pouzdra jsou pevně snýtovány, aby se zabránilo jejich samovolnému vypadnutí.



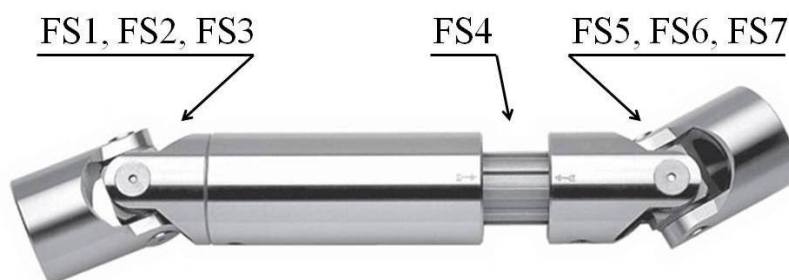
Obr. 5.4 Uzel výsuvného kloubového hřídele s kluzným uložením

Z obr. 5.4 vyplývají další konstrukční údaje: $b_{KH} = 22[mm]$, $d_{2KH} = 12[mm]$, $d_{3KH} = 7[mm]$. Z hlediska výpočtů jsou určeny další potřebné parametry z programu „Autodesk Inventor Professional 2011“ – viz obr. 5.6:

- vyložení vidlic: $a_{KH} = 33,5[mm]$,
- vyložení vidlic: $x_{KH} = 25,5[mm]$,
- plocha nosného průřezu vidlice: $S_{KH} = 264,8[mm^2]$,
- modul nosného průřezu vidlice: $W_{xKH} = 2077,3[mm^3]$,
- tloušťka vidlice: $c_{KH} = 10[mm]$,
- poloviční vzdálenost mezi středy protilehlých čepů křížové součásti: $R_{KH} = 15[mm]$.

5.1.3 Stanovení poruch kloubového hřídele

Odpovídající jednotlivé funkce spolehlivosti FS kritických míst kloubového hřídele ukazuje obr. 5.5.



Obr. 5.5 Funkce spolehlivosti FS kritických míst kloubového hřídele

Při posouzení spolehlivosti výsuvného kloubového hřídele s kluzným uložením uvažujeme za vzájemně nezávislé níže uvedené poruchy:

1) porušení pevnosti vidlice v krajním vlákně prvního kloubu – viz obr. 5.6:

$$FS1 = W_1 - Z_1 \quad (5.1)$$

kde

$$W_1 = Re \quad (5.2)$$

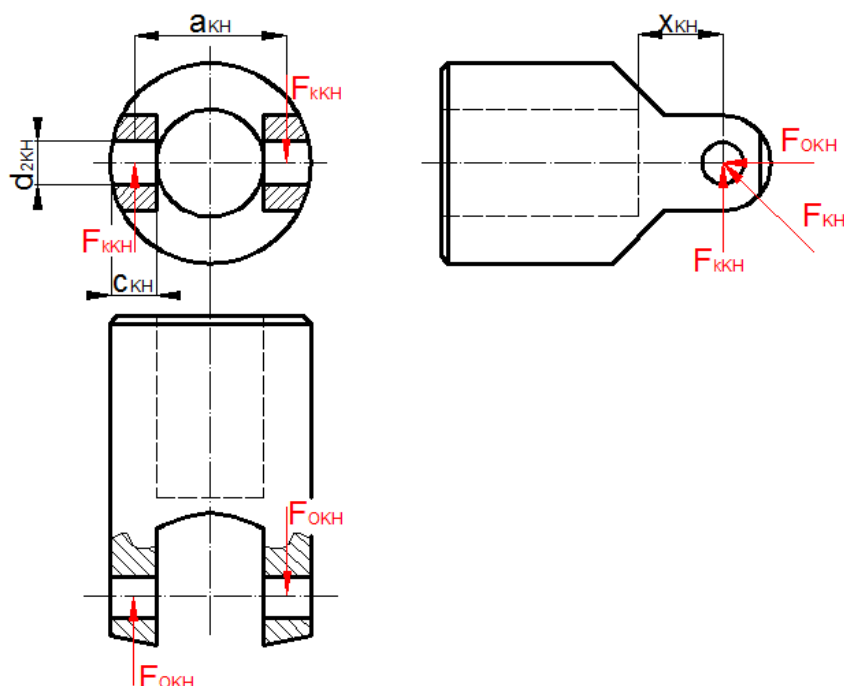
$$Z_1 = \left(\frac{F_{kKH} \cdot x_{KH}}{W_{xKH}} + \frac{F_{OKH}}{S_{KH}} \right) \quad (5.3)$$

$$F_{kKH} = \frac{M_{K2}}{a_{KH}} = \frac{M_{K1} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_{2MIN}} \cdot \eta_{KH}}{a_{KH}} = \frac{M_{K1} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_{KH}} \cdot \eta_{KH}}{a_{KH}} \quad (5.4)$$

$$F_{OKH} = \frac{M_{O2}}{a_{KH}} = \frac{M_{K1} \cdot \sin \alpha_{KH}}{a_{KH}} \quad (5.5)$$

$$\eta_{KH} = 1 - f_{KH} \cdot \frac{d_{2KH}}{R_{KH}} \cdot \frac{1}{\pi} \cdot \left(2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_{KH}}{2} + \operatorname{tg} \alpha_{KH} \right) \quad (5.6)$$

Síla F_{OKH} namáhá nosný průřez vidlice tahem nebo tlakem. Síla F_{kKH} namáhá průřez vidlice ohybem, přičemž v krajním vlákně se ohybové napětí sčítá s tlakem od síly F_{OKH} , v opačném krajním vlákně se sčítá s tahem od síly F_{OKH} – viz obr. 5.6.



Obr. 5.6 Zatěžující síly vidlice kloubového hřídele

Tato kontrola je totožná i pro vidlici na druhém kloubu FS5 – viz obr. 5.5.

2) překročení měrného tlaku mezi čepem a vidlicí prvního kloubu – viz obr. 5.6:

$$FS2 = W_2 - Z_2 \quad (5.7)$$

kde

$$W_2 = p_D \quad (5.8)$$

$$Z_2 = \frac{F_{KH}}{c_{KH} \cdot d_{2KH}} = \frac{\sqrt{F_{KKH}^2 + F_{OKH}^2}}{c_{KH} \cdot d_{2KH}} \quad (5.9)$$

Tato podmínka je totožná s překročením měrného tlaku mezi pouzdry a vidlicí druhého kloubu FS6, kdy hodnota průměru čepu a průměru pouzder je stejná d_{2KH} – viz obr. 5.5.

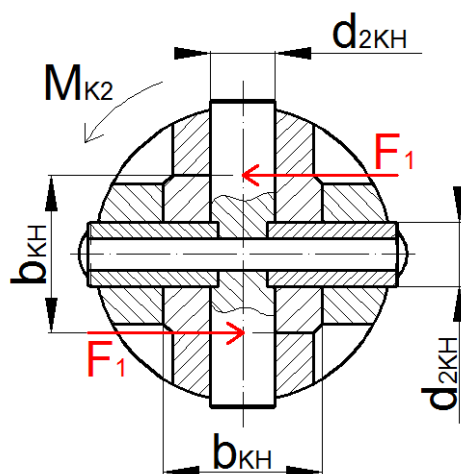
3) kontrola čepu na smyk prvního kloubu – viz obr. 5.7:

$$FS3 = W_3 - Z_3 \quad (5.10)$$

kde

$$W_3 = \tau_D \quad (5.11)$$

$$Z_3 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{2KH}^2} = \frac{4 \cdot M_{K2}}{\pi \cdot d_{2KH}^2 \cdot b_{KH}} = \frac{4 \cdot M_{K1} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_{KH}} \cdot \eta_{KH}}{\pi \cdot d_{2KH}^2 \cdot b_{KH}} \quad (5.12)$$



Obr. 5.7 Zatížení čepu

Tato podmínka je totožná i pro druhý kloub – viz obr. 5.5 – funkce spolehlivosti FS_7 .

- 4) kontrola drážkového spojení = otlacení boků drážek a zubů (kontrola namáhání na ohyb a smyk nebezpečného průřezu paty zubů je z důvodu nízkých hodnot daných napětí zanedbána) – viz obr. 5.8:

$$FS_4 = W_4 - Z_4 \quad (5.13)$$

kde

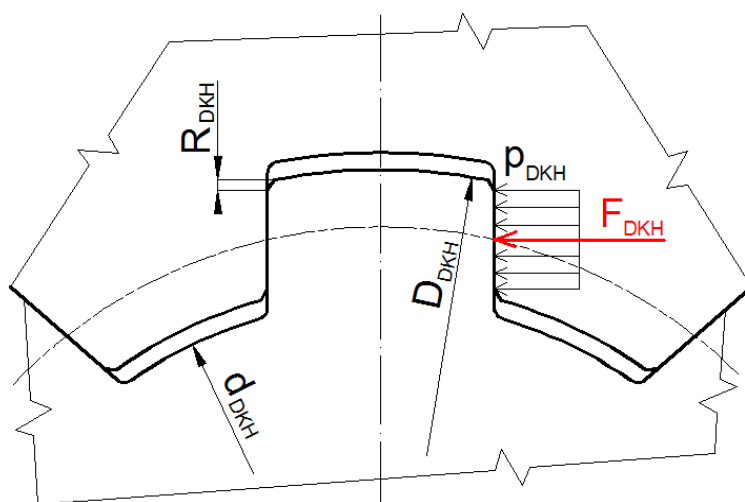
$$W_4 = p_D \quad (5.14)$$

$$Z_4 = \frac{F_{DKH}}{f'_{KH} \cdot B_{KH}} = \frac{4 \cdot M_{K2}}{f'_{KH} \cdot B_{KH} \cdot (D_{DKH} + d_{DKH})} \quad (5.15)$$

$$M_{K2} = M_{K1} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_{2MIN}} \cdot \eta_{KH} = M_{K1} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_{KH}} \cdot \eta_{KH} \quad (5.16)$$

$$f'_{KH} = \frac{3}{4} \cdot z_{DKH} \cdot \left(\frac{D_{DKH} - d_{DKH}}{2} - 2 \cdot R_{DKH} \right) \quad (5.17)$$

f'_{KH} ... skutečná, účinná plocha boku drážek na 1 [mm] délky spoje



Obr. 5.8 Schéma rovnobokého drážkování kloubového hřídele

Ve výpočtech používáme $M_{K2} = M_{K2MAX}$, tudíž při úhlovém natočení hřídele 0° a 180° , kdy je úhlová rychlost minimální:

$$\omega_{2MIN} = \omega_1 \cdot \cos \alpha_{KH} \quad (5.18)$$

Z důvodu užití malých otáček kloubového hřídele je u $M_{K2} = M_{K2MAX}$ zanedbán setrvačný účinek v podobě dynamického momentu M_{dKH} u (5.16):

$$M_{K2} = M_{K2MAX} = M_{K1} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_{2MIN}} \cdot \eta_{KH} + M_{dKH} = M_{K1} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_{KH}} \cdot \eta_{KH} + M_{dKH}$$

kde

$$M_{dKH} = J_{2KH} \cdot \varepsilon_{2KH} = \rho \cdot \frac{\pi}{32} \cdot d_{DKH}^4 \cdot l_{DKH} \cdot \left(-\omega_1^2 \cdot \frac{\cos \alpha_{KH} \cdot \sin^2 \alpha_{KH} \cdot \sin^2 \varphi_{KH}}{(1 - \sin^2 \alpha_{KH} \cdot \sin^2 \varphi_{KH})^2} \right)$$

5) porušení pevnosti vidlice v krajním vlákně druhého kloubu – viz obr. 5.6:

$$FS5 = W_1 - Z_1 \quad (5.19)$$

6) překročení měrného tlaku mezi čepem a vidlicí druhého kloubu – viz obr. 5.6:

$$FS6 = W_2 - Z_2 \quad (5.20)$$

7) kontrola čepu na smyk druhého kloubu – viz obr. 5.7:

$$FS7 = W_3 - Z_3 \quad (5.21)$$

Z hlediska funkce, provozní bezpečnosti kloubového hřídele a teorie spolehlivosti je třeba na tuto součást pohlížet jako na systém sériově řazených prvků – viz kapitola 3. Bezporuchovost vyjádříme podmínkou pro funkce spolehlivosti:

$$FS_j > 0 \quad j = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 \quad (5.22)$$

Pravděpodobnost bezporuchového provozu (spolehlivost) kloubového hřídele RS vyjádříme vztahy podle (3.1), (3.2), respektive (3.3):

$$RS = P\{(FS1 > 0) \cap (FS2 > 0) \cap \dots \cap (FS6 > 0) \cap (FS7 > 0)\} = P\left[\bigcap_{j=1}^7 (FS_j > 0)\right]$$

$$RS = \prod_{j=1}^7 P(FS_j > 0) = \prod_{j=1}^7 P_j \quad (5.23)$$

Zvolíme-li indikátorové funkce $I(FS_{ji})$ nabývající hodnoty 0 pro $FS_j > 0$ a 1 pro poruchu, tedy $FS_j \leq 0$, kde FS_{ji} jsou hodnoty jednotlivých funkcí spolehlivosti FS_j vypočítané v simulačním kroku $i = 1, 2, \dots, n-1, n$, pravděpodobnost bezporuchového stavu kloubového hřídele (sériového systému) vypočteme pomocí vztahu:

$$RS = 1 - \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left\{ 1 - \prod_{j=1}^7 [1 - I(FS_{ji})] \right\} \quad (5.24)$$

Rovnice (5.24) je konečná a vhodná pro simulační odhad provozní spolehlivosti kloubového hřídele. Rovnice byla vyhodnocena metodou SBRA programem Anthill [1]. Veškeré analýzy jsou provedeny pro $n = 50000$ simulačních kroků.

5.1.4 Analýza provozní spolehlivosti metodou SBRA – specifikace zvolených rozhodujících vstupních náhodných veličin

S ohledem na charakter a rozptyl vstupních veličin týkajících se simulačního odhadu provozní spolehlivosti kloubového hřídele uvádíme ve výpočtu za náhodně proměnné zvolené rozhodující veličiny uvedené v tab. 5.1, ostatní vstupní veličiny považujeme za konstanty.

Tab. 5.1 Přehled a popis zvolených vstupních náhodných veličin

Vstupní veličina:	Zápis v programu Anthill (použitý histogram):	Minimum: Maximum:	Medián: Směrodatná odchylka:	Zdroj získané hodnoty veličiny či odchylky:
RE1 = RE5 / Re / [MPa]	„Normal“ viz obr. 5.9	300 380	340 32,65986324	volena podle materiálu kloubové hřídele (kalená a broušená ocel s HRC>60) – viz [21]
PM2 = PM6 / p_D / [MPa]	„Normal“	90 120	105 12,24744871	volena podle materiálu kloubové hřídele (kalená a broušená ocel s HRC>60) – viz [21]
TAU3 = TAU7 / τ_D / [MPa]	„Normal“	150 200	175 20,14241452	volena podle materiálu kloubové hřídele (kalená a broušená ocel s HRC>60) – viz [22]
PM4 / p_D / [MPa]	„Normal“	90 120	105 12,24744871	volena podle materiálu kloubové hřídele (kalená a broušená ocel s HRC>60) – viz [22]
ALFA / α_{KH} / [rad]	„Uniform“ viz obr. 5.10	0 0,34906585	0,17453293 0,17055445	zadána výchylka polohy hřídelů $\alpha_{KH} = 0 \div 20[^\circ]$
MK1 / M_{K1} / [Nm]	typ a) viz obr. 5.11 „Spektrum c.3.DIS“ typ b) viz obr. 5.12 „Spektrum c.6.DIS“ typ c) viz obr. 5.13 „Spektrum c.10.DIS“ typ d) viz obr. 5.14 „Spektrum c.13.DIS“	0 350	individuální hodnoty podle typu	rozsah určen autorem

Vstupní veličiny náhodného charakteru odpovídají reálným provozním parametrům v technické praxi. V tab. 5.1 jsou uvedeny základní statistické údaje včetně použitých histogramů:

- „Normal“ – značí ohraničené normální rozdělení statistického souboru (standard programu Anthill),
- „Uniform“ – značí ohraničené rovnoměrné rozdělení statistického souboru (standard programu Anthill),
- „Spektrum c.3.DIS“ – značí ohraničené rozdělení statistického souboru pro spektrum č.3 zatěžující veličiny (typ a) podle [55] (vlastní tvorba autora – viz příloha v práci),

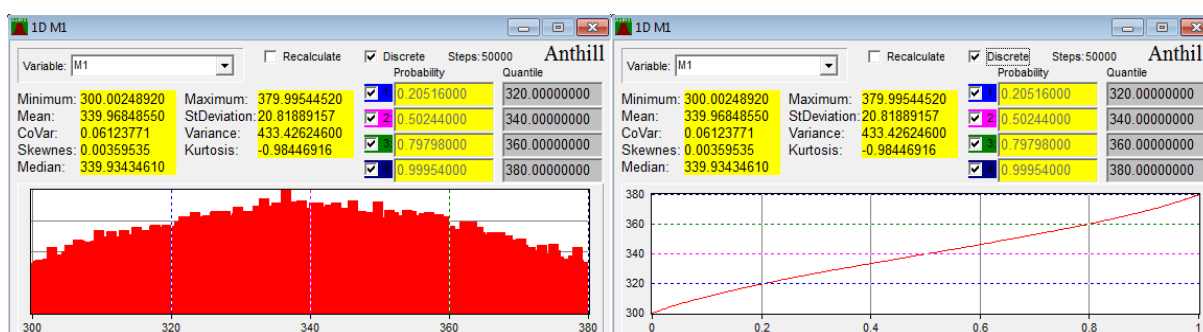
- „Spektrum c.6.DIS“ – značí ohraničené rozdělení statistického souboru pro spektrum č.6 zatěžující veličiny (typ b) podle [55] (vlastní tvorba autora – viz příloha v práci),
- „Spektrum c.10.DIS“ – značí ohraničené rozdělení statistického souboru pro spektrum č.10 zatěžující veličiny (typ c) podle [55] (vlastní tvorba autora – viz příloha v práci),
- „Spektrum c.13.DIS“ – značí ohraničené rozdělení statistického souboru pro spektrum č.13 zatěžující veličiny (typ d) podle [55] (vlastní tvorba autora – viz příloha v práci).

Směrodatné odchylky u normálních rozdělení statistických souborů „Normal“ (standard programu Anthill metody SBRA) jsou vypočítány podle vztahu [19]:

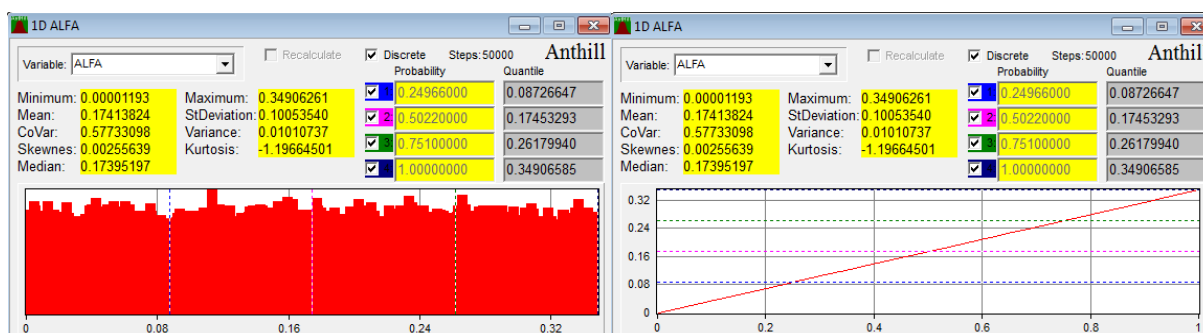
$$\sigma_X = \sqrt{DX} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2 \right) - \bar{x}^2} \quad (5.25)$$

Směrodatné odchylky jsou počítány ze tří základních statistických hodnot: maximum, medián a minimum. Například pro mez kluzu materiálu hřídelového hřídele $RE = 340 \pm 40 [MPa]$ se směrodatná odchylka podle (5.25) vypočte:

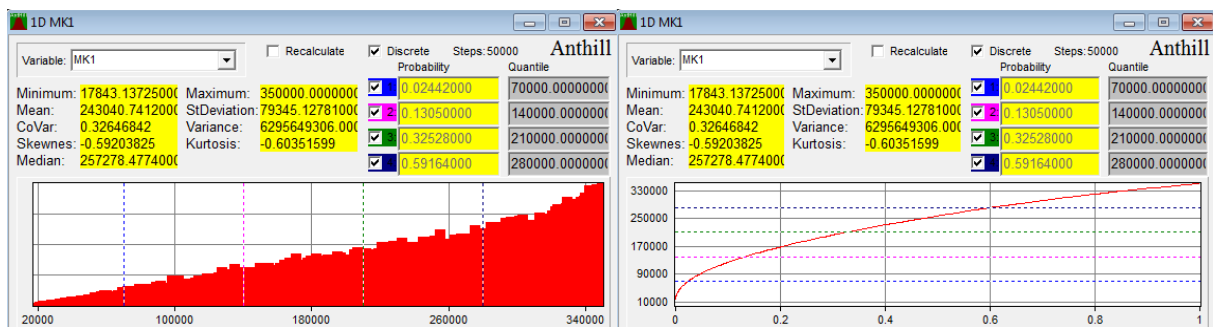
$$\sigma_X = \sqrt{\left(\frac{300^2 + 340^2 + 380^2}{3} \right) - 340^2} = 32,65986324 [MPa]$$



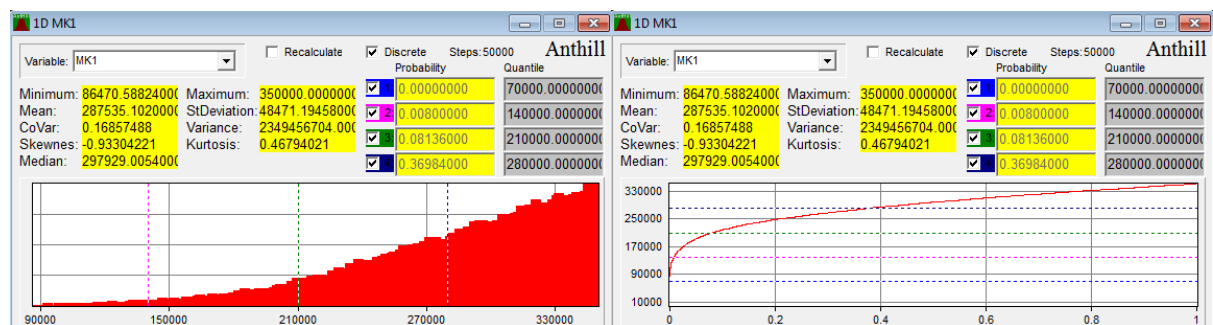
Obr. 5.9 Histogram a kvantilová funkce meze kluzu materiálu kloubového hřídele $RE1 = RE5 = 340 \pm 40 [MPa]$ vygenerovaný simulacemi metody SBRA



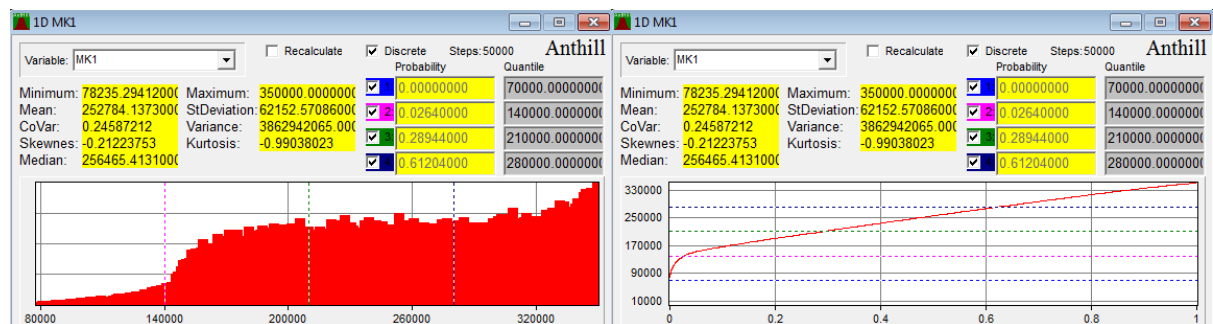
Obr. 5.10 Histogram a kvantilová funkce výchylky polohy spojovaných hřídelů $ALFA = 0 \div 0,34906585 [rad]$ vygenerovaný simulacemi metody SBRA



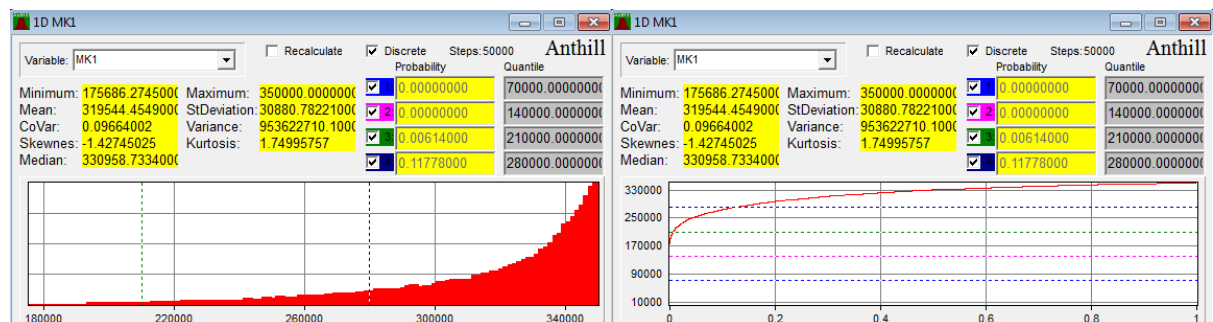
Obr. 5.11 Histogram a kvantilová funkce (křivka trvání zatížení) krouticího momentu charakterizující zátěžné spektrum č.3 $MK1 = 0 \div 350[Nm]$ – typ a) vygenerovaný simulacemi metody SBRA



Obr. 5.12 Histogram a kvantilová funkce (křivka trvání zatížení) krouticího momentu charakterizující zátěžné spektrum č.6 $MK1 = 0 \div 350[Nm]$ – typ b) vygenerovaný simulacemi metody SBRA



Obr. 5.13 Histogram a kvantilová funkce (křivka trvání zatížení) krouticího momentu charakterizující zátěžné spektrum č.10 $MK1 = 0 \div 350[Nm]$ – typ c) vygenerovaný simulacemi metody SBRA



Obr. 5.14 Histogram a kvantilová funkce (křivka trvání zatížení) krouticího momentu charakterizující zátěžné spektrum č.13 $MK1 = 0 \div 350[Nm]$ – typ d) vygenerovaný simulacemi metody SBRA

Ostatní veličiny považujeme za konstanty. Hodnota f'_{KH} byla vypočítána na základě parametrů rovnobokého drážkování podle rovnice (5.17):

$$f'_{KH} = \frac{3}{4} \cdot 6 \cdot \left(\frac{28-23}{2} - 2 \cdot 0,3 \right) = 8,55 \left[\frac{mm^2}{mm} \right]$$

Zápis analýzy provozní spolehlivosti kloubového hřídele v simulačním programu Anthill metody SBRA pro specifikaci zvolených rozhodujících vstupních náhodných veličin:

$$RS=1-((1-FS1)*(1-FS2)*(1-FS3)*(1-FS4)*(1-FS5)*(1-FS6)*(1-FS7)) \quad (5.24)$$

$$FS1=W1-Z1 \quad (5.1)$$

$$FS2=W2-Z2 \quad (5.7)$$

$$FS3=W3-Z3 \quad (5.10)$$

$$FS4=W4-Z4 \quad (5.13)$$

$$FS5=W5-Z1 \quad (5.19)$$

$$FS6=W6-Z2 \quad (5.20)$$

$$FS7=W7-Z3 \quad (5.21)$$

$$W1=RE1var \quad (5.2)$$

$$W2=PM2var \quad (5.8)$$

$$W3=TAU3var \quad (5.11)$$

$$W4=PM4var \quad (5.14)$$

$$W5=RE5var \quad (5.2)$$

$$W6=PM6var \quad (5.8)$$

$$W7=TAU7var \quad (5.11)$$

$$Z1=(FK*x0/W0)+(FO/S) \quad (5.3)$$

$$Z2=((FK)^2+(FO)^2)^{0.5}/(c0*d2) \quad (5.9)$$

$$Z3=(4*MK2)/(3.141592*bk*d2^2) \quad (5.12)$$

$$Z4=Fd/(fkh*Bkh) \quad (5.15)$$

$$FK=MK1*u/(akh*cos(ALFA)) \quad (5.4)$$

$$FO=MK1*sin(ALFA)/akh \quad (5.5)$$

$$Fd=4*MK2/(Dd+Ddd) \quad (5.15)$$

$$MK2=(MK1*u)/cos(ALFA) \quad (5.16)$$

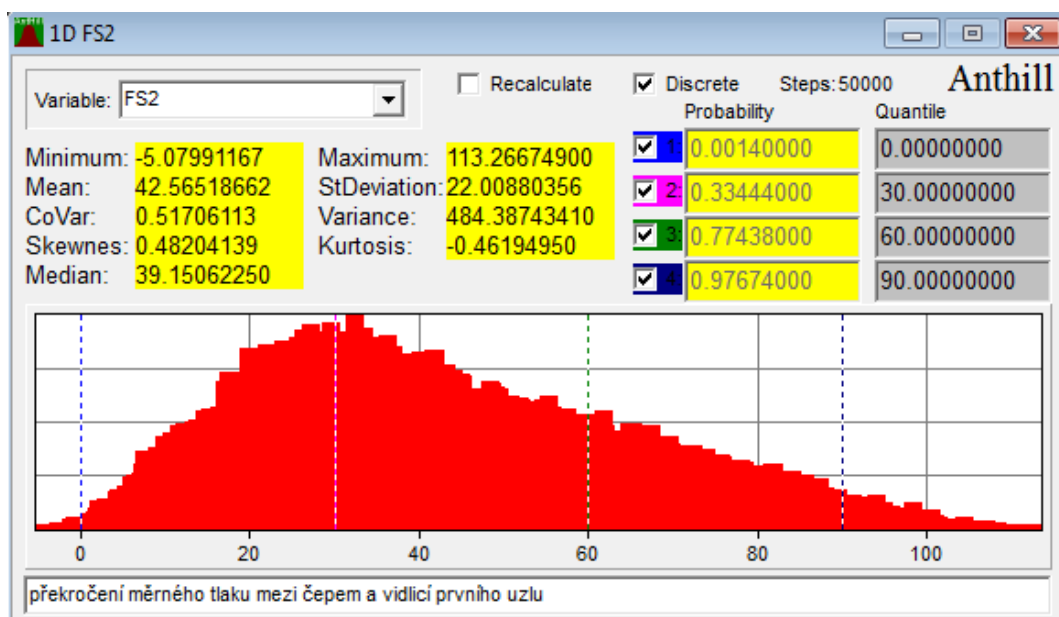
$$u=1-(((f*d2)/(Rkh*3.141592))^(2*tan(ALFA/2)+tan(ALFA))) \quad (5.6)$$

$$ALFA=ALFAvar$$

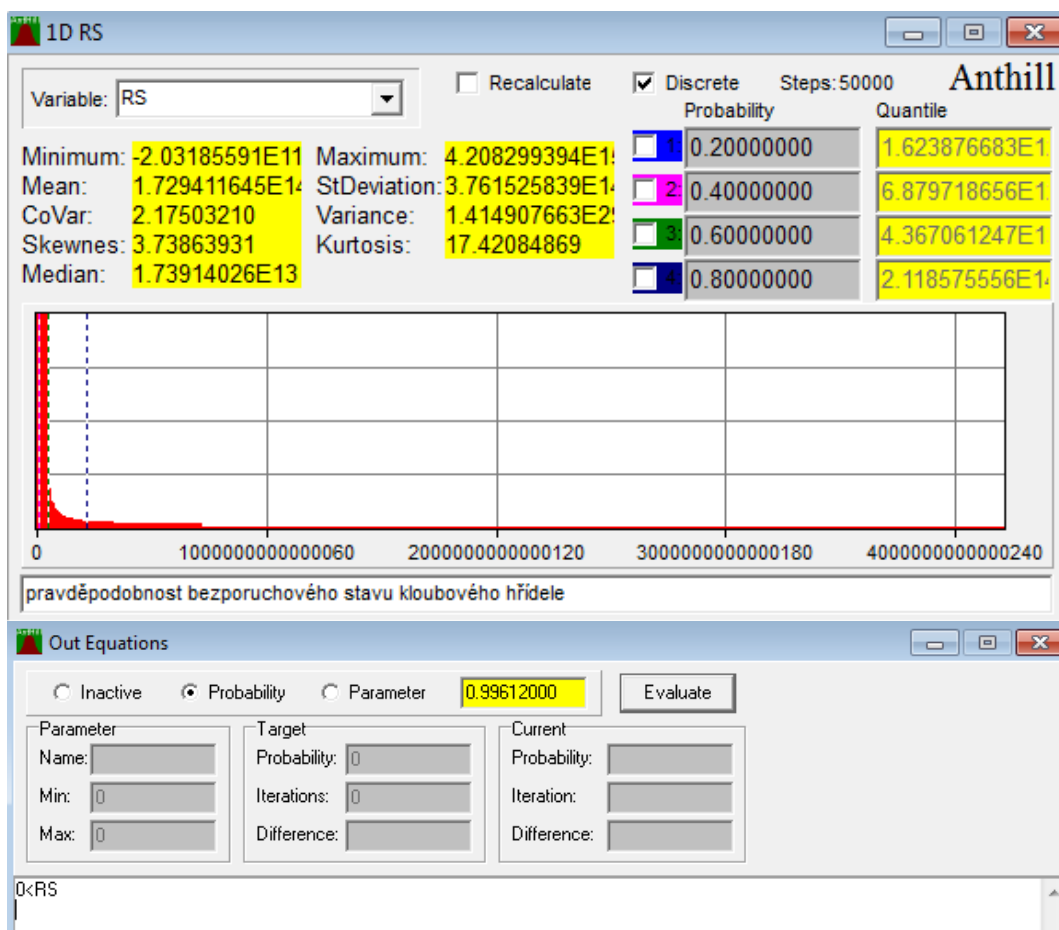
$$MK1=1000*MK1var$$

Výpočtem metody SBRA programem Anthill byly nejprve provedeny analýzy spolehlivosti jednotlivých kritických případů namáhání kloubového hřídele (funkcí spolehlivosti $FS_i \geq 0$ v bezpečné oblasti). Obr. 5.15 znázorňuje příklad výstupů simulací funkce spolehlivosti 2 pro zátěžné spektrum č.3 krouticího momentu: překročení měrného tlaku mezi čepem a vidlicí prvního kloubu $FS2$.

Poté následuje výpočet simulačních odhadů výsledné pravděpodobnosti bezporuchového provozu RS podle rovnice (5.24) – viz obr. 5.16, kde je znázorněn vygenerovaný histogram rozdělení pravděpodobnosti bezporuchového provozu kloubového hřídele pro zátěžné spektrum č.3 krouticího momentu.



Obr. 5.15 Vygenerovaný histogram rozdělení funkce spolehlivosti FS2



Obr. 5.16 Vygenerovaný histogram rozdělení pravděpodobnosti bezporuchového provozu kloubového hřídele $RS = 99,612\%$ pro 1.případ simulace odhadu provozní spolehlivosti

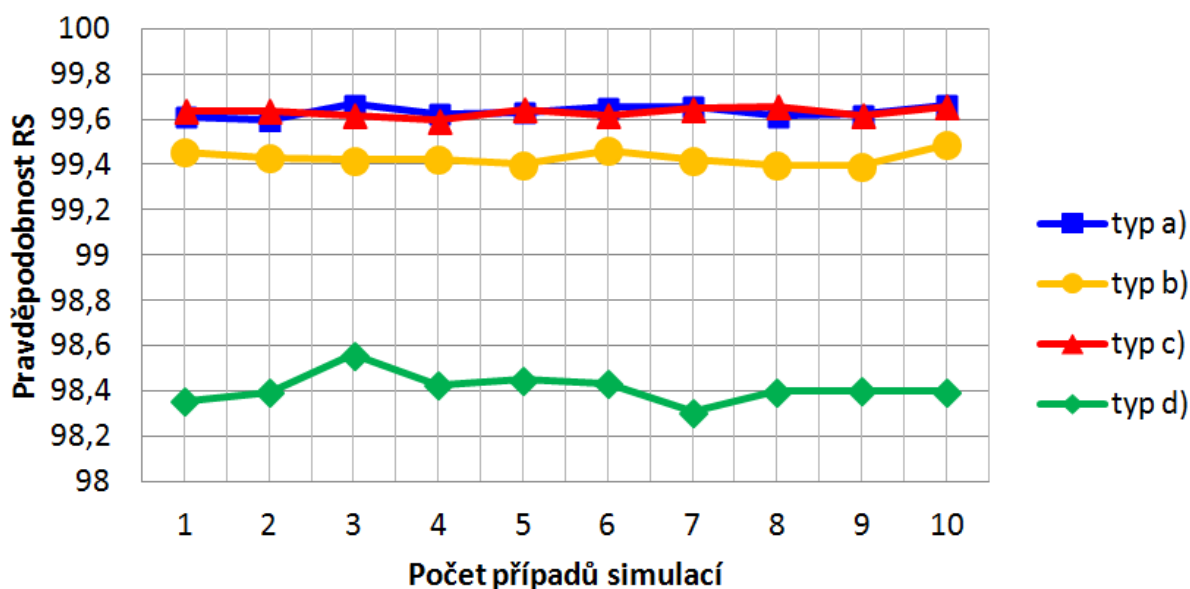
Z obr. 5.16 je patrné, že rozdělení pravděpodobnosti bezporuchového provozu kloubového hřídele $RS = P[FS_i \geq 0]$ nabývá hodnot v intervalu $\langle 0; RS_{\max} \rangle$, tj.

$\langle 0; 4.208299394E15 \rangle$ a rozdělení poruchového stavu kloubového hřídele $FF = P[FS_i < 0]$, tj. $\langle -2.03185591E11; 0 \rangle$.

Výsledky simulačních odhadů provozní spolehlivosti kloubového hřídele jsou uvedeny v tab. 5.2 pro všechny čtyři typy zatížení krouticím momentem podle obr. 5.11 až obr. 5.14 v návaznosti na [55] pro 10 případů simulací. Výsledky simulací jsou poté shrnuty do grafu na obr. 5.17.

Tab. 5.2 Výsledné hodnoty odhadů provozní spolehlivosti kloubového hřídele

hodnoty RS uvedeny v [%]	1	2	3	4	5	medián
	6	7	8	9	10	
typ a) zátěžné spektrum č.3	99,612	99,596	99,668	99,626	99,63	99,628
	99,654	99,656	99,616	99,62	99,664	
typ b) zátěžné spektrum č.6	99,456	99,43	99,422	99,424	99,4	99,423
	99,464	99,42	99,398	99,396	99,49	
typ c) zátěžné spektrum č.10	99,638	99,636	99,616	99,594	99,64	99,637
	99,614	99,646	99,654	99,618	99,656	
typ d) zátěžné spektrum č.13	98,356	98,394	98,558	98,426	98,448	98,399
	98,432	98,308	98,398	98,4	98,396	



Obr. 5.17 Graf výsledných hodnot odhadů provozní spolehlivosti kloubového hřídele pro zvolené rozhodující vstupní náhodné veličiny

5.1.5 Analýza provozní spolehlivosti metodou SBRA – specifikace všech vstupních náhodných veličin

S ohledem na charakter a rozptyl vstupních veličin týkajících se simulačního odhadu provozní spolehlivosti kloubového hřídele uvádíme ve výpočtu za náhodné proměnné (na rozdíl od kapitoly 5.1.4) všechny veličiny uvedené v tab. 5.3 (daná tabulka navazuje na tab. 5.1).

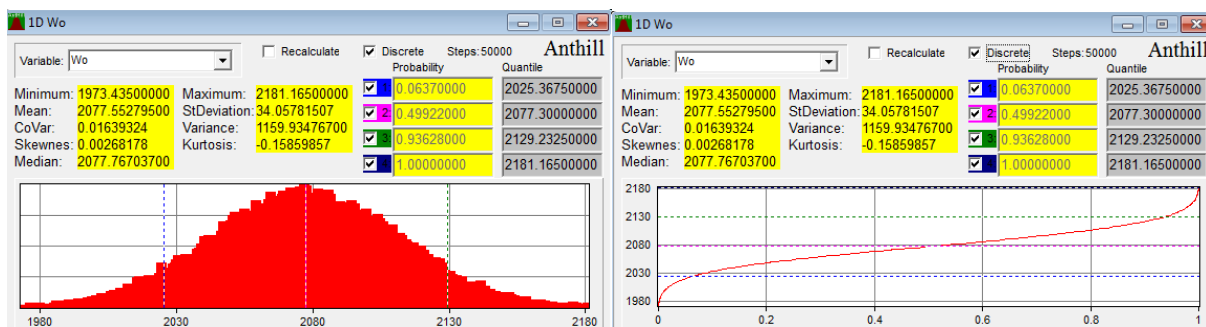
Tab. 5.3 Přehled a popis všech vstupních náhodných veličin (navazuje na tab. 5.1)

Vstupní veličina:	Zápis v programu Anthill (použitý histogram):	Minimum: Maximum:	Medián: Směrodatná odchylka:	Zdroj získané hodnoty veličiny či odchylky:
$W_o / W_{KH} / [mm^3]$	„N1-05.DIS“ viz obr. 5.18	2181,165 1973,435	2077,3	rozsah určen autorem
$S / S_{KH} / [mm^2]$	„N1-05.DIS“	278,04 251,56	264,8	rozsah určen autorem
$x_0 / x_{KH} / [mm]$	„Normal“	25,7 25,3	25,5 0,16329932	rozsah určen z [31], [53] pro střední třídu přesnosti
$c_0 / c_{KH} / [mm]$	„Normal“	9,8 10,2	10 0,16329932	rozsah určen z [31], [53] pro střední třídu přesnosti
$d_2 / d_{2KH} / [mm]$	„Normal“	11,8 12,2	12 0,16329932	rozsah určen z [31], [53] pro střední třídu přesnosti
$B_{kh} / B_{KH} / [mm]$	„Normal“	49,7 50,3	50 0,24494897	rozsah určen z [31], [53] pro střední třídu přesnosti
$a_{kh} / a_{KH} / [mm]$	„Normal“	33,2 33,8	33,5 0,24494897	rozsah určen z [31], [53] pro střední třídu přesnosti
$D_d / D_{DKH} / [mm]$	„Normal“	27,8 28,2	28 0,16329932	rozsah určen z [31], [53] pro střední třídu přesnosti
$D_{dd} / d_{DKH} / [mm]$	„Normal“	22,8 23,2	23 0,16329932	rozsah určen z [31], [53] pro střední třídu přesnosti
$R_{kh} / R_{KH} / [mm]$	„Normal“	14,8 15,2	15 0,16329932	rozsah určen z [31], [53] pro střední třídu přesnosti
$f / f_{KH} / [-]$	„N1-05.DIS“	0,095 0,105	0,1	rozsah určen autorem
$R_{dkh} / R_{DKH} / [mm]$	„Normal“	0,25 0,35	0,3 0,04082483	rozsah určen autorem

Tyto zvolené vstupní veličiny náhodného charakteru odpovídají reálným hodnotám technické praxe. V tab. 5.3 je oproti tab. 5.1 uveden dosud neznámý použitý histogram včetně zadaných základních statistických údajů:

- „N1-05.DIS“ – značí ohraničené normální rozdělení statistického souboru $\pm 5[\%]$ (standard programu Anthill metody SBRA).

Směrodatné odchylky u normálních rozdělení statistických souborů „Normal“ (standard programu Anthill metody SBRA) jsou vypočítány podle rovnice (5.25).



Obr. 5.18 Histogram a kvantilová funkce modulu průřezu v ohybu vidlice kloubového hřídele
 $W_o = 2077,3 \pm 103,865 [mm^3]$ vygenerovaný simulacemi metody SBRA

Zápis analýzy provozní spolehlivosti kloubového hřídele v simulačním programu Anthill metody SBRA pro specifikaci všech vstupních náhodných veličin:

$$RS = 1 - ((1 - FS1) * (1 - FS2) * (1 - FS3) * (1 - FS4) * (1 - FS5) * (1 - FS6) * (1 - FS7)) \quad (5.24)$$

$$FS1 = W1 - Z1 \quad (5.1)$$

$$FS2 = W2 - Z2 \quad (5.7)$$

$$FS3 = W3 - Z3 \quad (5.10)$$

$$FS4 = W4 - Z4 \quad (5.13)$$

$$FS5 = W5 - Z1 \quad (5.19)$$

$$FS6 = W6 - Z2 \quad (5.20)$$

$$FS7 = W7 - Z3 \quad (5.21)$$

$$W1 = RE1var \quad (5.2)$$

$$W2 = PM2var \quad (5.8)$$

$$W3 = TAU3var \quad (5.11)$$

$$W4 = PM4var \quad (5.14)$$

$$W5 = RE5var \quad (5.2)$$

$$W6 = PM6var \quad (5.8)$$

$$W7 = TAU7var \quad (5.11)$$

$$Z1 = (FK * x0var / W_o) + (FO / S) \quad (5.3)$$

$$Z2 = ((FK)^2 + (FO)^2)^{0.5} / (c0var * d2var) \quad (5.9)$$

$$Z3 = (4 * MK2) / (3.141592 * bkvar * ((d2var)^2)) \quad (5.12)$$

$$Z4 = Fd / (fkh * Bkhvar) \quad (5.15)$$

$$FK = MK1 * u / (akhvar * \cos(ALFA)) \quad (5.4)$$

$$FO = MK1 * \sin(ALFA) / akhvar \quad (5.5)$$

$$Fd = 4 * MK2 / (Ddvar + Dddvar) \quad (5.15)$$

$$MK2 = (MK1 * u) / \cos(ALFA) \quad (5.16)$$

$$fkh = 0.75 * zkh * (((Ddvar - Dddvar) / 2) - (2 * Rdkhvar)) \quad (5.17)$$

$$u = 1 - ((f * d2var / (Rkhvar * 3.141592)) * (2 * \tan(ALFA/2) + \tan(ALFA))) \quad (5.6)$$

$$ALFA = ALFAvar$$

$$MK1 = 1000 * MK1var$$

$$W_o = Wovar * W_o0$$

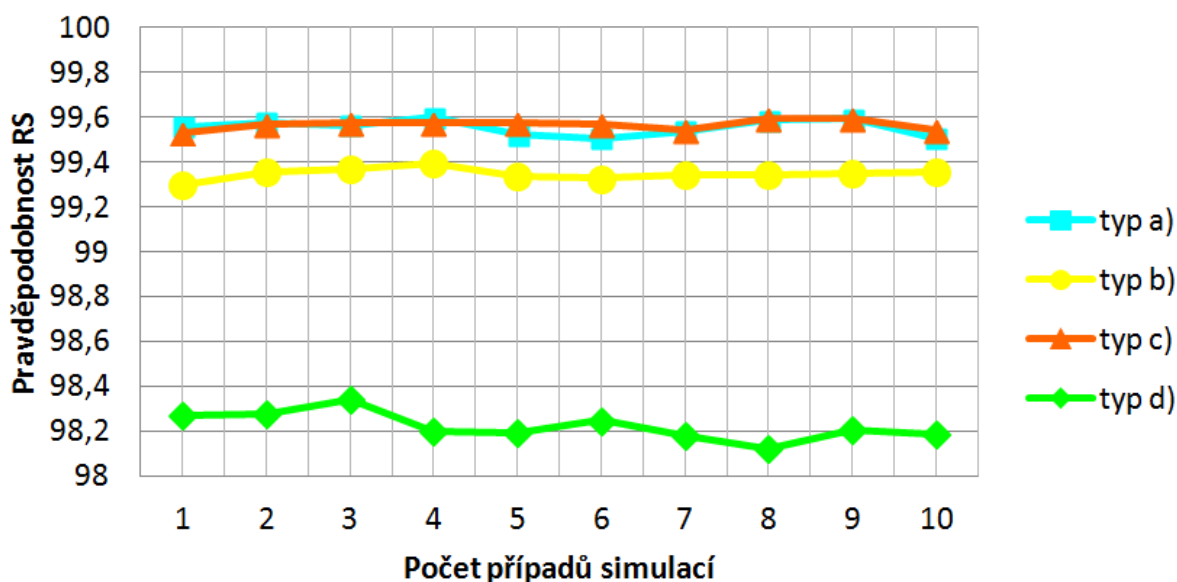
$$S = Svar * S0$$

$$f = fvar * f0$$

V tab. 5.4 jsou uvedeny výsledné hodnoty odhadů provozní spolehlivosti kloubového hřídele pro všechny čtyři typy zatížení krouticím momentem podle obr. 5.11 až obr. 5.14 v návaznosti na [55] pro 10 případů simulací, které jsou zaneseny do grafu – viz obr. 5.19.

Tab. 5.4 Výsledné hodnoty odhadů provozní spolehlivosti kloubového hřídele

hodnoty RS uvedeny v [%]	1	2	3	4	5	medián
	6	7	8	9	10	
typ a) zátěžné spektrum č.3	99,558	99,578	99,564	99,602	99,522	99,561
	99,506	99,54	99,586	99,594	99,508	
typ b) zátěžné spektrum č.6	99,298	99,354	99,372	99,396	99,338	99,347
	99,328	99,346	99,344	99,348	99,358	
typ c) zátěžné spektrum č.10	99,532	99,568	99,578	99,574	99,576	99,572
	99,57	99,544	99,598	99,596	99,542	
typ d) zátěžné spektrum č.13	98,27	98,276	98,342	98,198	98,194	98,202
	98,248	98,182	98,122	98,206	98,188	




Obr. 5.19 Graf výsledných hodnot odhadů provozní spolehlivosti kloubového hřídele pro všechny vstupní náhodné veličiny

5.1.6 Analýza poruchovosti metodou FTA

Pro metodu FTA podle [35] je pro sériovou konfiguraci systému přiřazen takový odpovídající model poruchových stavů, že všechny bloky (poruchy, nežádoucí události, stavy apod.) vstupují do hradla OR – popis hradla je znázorněn v tab. 5.5.

Výpočet odhadů poruchových stavů kloubového hřídele metodou FTA byl proveden programem Anthill metody SBRA analýzou poruchovosti jednotlivých kritických případů namáhání daného kloubového hřídele (funkcí spolehlivosti $FS_i < 0$ v oblasti poruchy). Výsledné hodnoty 10.případů simulací uvádím v tab. 5.6 pro zvolené rozhodující vstupní náhodné veličiny podle kapitoly 5.1.4 a v tab. 5.7 pro všechny vstupní náhodné veličiny podle kapitoly 5.1.5.

Tab. 5.5 Popis hradla OR

<i>název hradla</i>	<i>popis</i>	<i>model bezporuchovosti</i>	<i>počet vstupů</i>
Hradlo OR 	Výstupní událost nastane, jestliže nastane jakákoliv ze vstupních událostí.	Sériové události, když jsou nezávislé: $i = 2 \div n$ $F(t) = 1 - \prod_{i=2}^n [1 - F_i(t)]$ $F(t)$... pravděpodobnost výskytu události nebo existence poruchového stavu v čase t	≥ 2

Tab. 5.6 Výsledky simulačních odhadů poruchových stavů kloubového hřídele pro zvolené rozhodující vstupní náhodné veličiny

hodnoty FF uvedeny v [%]	1	2	3	4	5	<i>medián</i>
	6	7	8	9	10	
typ a) zátěžné spektrum č.3	0,33	0,422	0,41	0,4	0,328	0,383
	0,34	0,386	0,38	0,436	0,376	
typ b) zátěžné spektrum č.6	0,532	0,582	0,584	0,618	0,684	0,602
	0,62	0,6	0,588	0,606	0,604	
typ c) zátěžné spektrum č.10	0,33	0,412	0,348	0,342	0,392	0,351
	0,354	0,326	0,36	0,354	0,326	
typ d) zátěžné spektrum č.13	1,582	1,588	1,498	1,676	1,588	1,588
	1,594	1,552	1,518	1,644	1,596	

Tab. 5.7 Výsledky simulačních odhadů poruchových stavů kloubového hřídele pro všechny vstupní náhodné veličiny

hodnoty FF uvedeny v [%]	1	2	3	4	5	<i>medián</i>
	6	7	8	9	10	
typ a) zátěžné spektrum č.3	0,412	0,46	0,42	0,462	0,43	0,429
	0,428	0,416	0,49	0,408	0,436	
typ b) zátěžné spektrum č.6	0,63	0,584	0,652	0,694	0,658	0,655
	0,652	0,608	0,658	0,702	0,724	
typ c) zátěžné spektrum č.10	0,368	0,388	0,418	0,388	0,382	0,385
	0,376	0,38	0,39	0,38	0,41	
typ d) zátěžné spektrum č.13	1,796	1,774	1,728	1,838	1,854	1,785
	1,764	1,716	1,722	1,81	1,824	

5.1.7 Analýza poruchovosti metodou FMECA

Analýza poruchovosti metodou FMECA vyplývá z [36]. Pro snadnou orientaci je sestrojeno konstrukční schéma subsystému papírenského stroje pro kloubový hřídel – viz obr. 5.20. Vymezení systému kloubového hřídele je totožné s kapitolou 5.1.6.

Konstrukční schéma subsystému kloubového hřídele papírenského stroje metodou FMECA											
Č.uzlu	Název uzlu	Mn.	Č.uzlu	Název uzlu	Mn.	Č.uzlu	Název uzlu	Mn.	Č.uzlu	Název uzlu	Mn.
10	Mech. část 10	1	100	Kloubový hřídel	2	1000	1. uzel kl. hřídele	1	10000	Vidlice	2
									10001	Čep	2
						1001	Výsuvný hřídel	1			
						1002	2. uzel kl. hřídele	1	10020	Vidlice	2
									10021	Čep	2
						1003	Manžeta	1			
						1004	Mazání	1			
						1005	Ostatní	1			

Obr. 5.20 Konstrukční schéma papírenského stroje metody FMECA

Pracovní list metody FMECA pro kloubový hřídel papírenského stroje tvoří přílohu disertační práce. Hodnoty pravděpodobností poruchy F_i pro jednotlivé způsoby poruchy byly vypočteny pomocí simulačních odhadů poruchových stavů $FS_i < 0$ programem Anthill metodou FTA. Hodnoty závažnosti důsledků poruch S byly určeny na základě [36] a na základě autorovy volby klasifikace závažnosti konečných důsledků poruch na kloubový hřídel z pohledu funkčnosti celého systému papírenského stroje.

Na obr. 5.21 je znázorněna matice kritičnosti kloubového hřídele podle symboliky značení jednotlivých uzlů z konstrukčního schématu papírenského stroje z obr. 5.20 včetně barevného vyznačení posouzení přijatelnosti rizika.

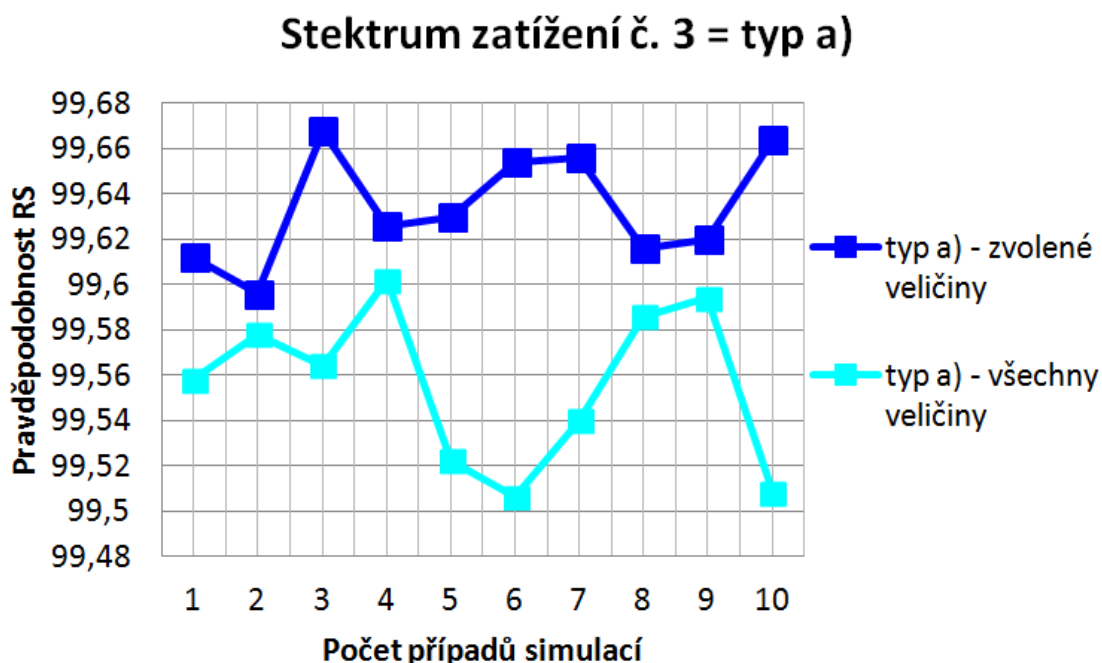
klasifikace pravděpodobnosti výskytu F_i	(A)				Vysoké riziko
	(B)	Č.uzlu: 1003			
	(C)			Č.uzlu: 1005	
	(D)	Č.uzlu: 1004	Č.uzlů: 10000, 10001, 10020 a 10021		
	(E)	Nízké riziko	Č.uzlů: 10001 a 10021	Č.uzlu: 1001	Č.uzlů: 10000 a 10020
		1	2	3	4
		klasifikace závažnosti S			

Obr. 5.21 Matice kritičnosti kloubového hřídele papírenského stroje podle konstrukčního schématu z obr. 5.20 a pracovního listu metody FMECA (příloha disertační práce)

Z matice kritičnosti kloubového hřídele (obr. 5.21) a pracovního listu metody FMECA pro kloubový hřídel (příloha v disertační práci) jednoznačně vyplývá, že nežádoucí přijatelnost (v matici kritičnosti označeno červenou barvou) je u uzlu číslo 1005, což představuje ostatní poruchy a chyby vzniklé lidským faktorem (například špatná montáž, údržba apod.). Z hlediska funkčnosti kloubového hřídele pohlížíme na tuto problematiku poruchy jako nejrizikovější. Čísla uzlů označená v matici kritičnosti modrou barvou upozorňují na přípustnou přijatelnost rizika. Zelená barva označuje čísla uzlů s charakterem zanedbatelné přijatelnosti rizika, to znamená s malou četností výskytů poruchových stavů a méně závažnou klasifikací důsledků poruch.

5.1.8 Závěrečné vyhodnocení a význam náhodných simulací provozní spolehlivosti včetně porovnání s deterministickým pojetím

Simulačním výpočtem metody SBRA programem Anthill byly určeny odhady provozní spolehlivosti kloubového hřídele pro čtyři různé typy zatížení kroučícím momentem, jednak pro zvolené rozhodující vstupní náhodné veličiny (kapitola 5.1.4) a poté pro všechny vstupní náhodné veličiny (kapitola 5.1.5). Rozdílnost výsledných hodnot simulačních odhadů provozní spolehlivosti je patrný z obr. 5.22.



Obr. 5.22 Graf výsledných hodnot odhadů provozní spolehlivosti kloubového hřídele pro spektrum zatížení č.3

Z výše uvedeného grafu jednoznačně vyplývá, že čím více náhodně proměnných vstupních veličin, tím se odhad provozní spolehlivosti nepatrně snižuje, ale více se systém přibližuje k realitě, k provozním podmínkám apod. Například simulace s různými rozděleními úhlu kývavých pohybů kloubového hřídele nám umožňuje poznat vliv charakteru kývavých pohybů obou hřídelů na spolehlivost celého systému.

Z tab. 5.2 a tab. 5.4, respektive z obr. 5.17 a 5.19 vyplývá další důležitý fakt a tím je statistické rozdělení náhodné vstupní veličiny. V našem případě se jednalo o zatížení kloubového hřídele kroučícím momentem pro různá statistická rozdělení dané veličiny podle

obr. 5.11 až obr. 5.14. Z dosažených výsledků je až alarmující, jak odhady provozní spolehlivosti nabývají rozdílných hodnot z hlediska agresivního, rovnoměrného či ustáleného charakteru účinku sledované veličiny.

Deterministický způsob hodnocení provozní bezpečnosti zvoleného kloubového hřídele nám neumožňuje výše uvedené možnosti. Jako příklad srovnání pravděpodobnostní analýzy s deterministickým pojetím je uveden vyšetřovaný krouticí moment na hnané části kloubového hřídele M_{K1} – viz tab. 5.8.

Tab. 5.8 Srovnání pravděpodobnostního a deterministického vyhodnocení spolehlivosti (bezpečnosti) kloubového hřídele při daném krouticím momentu na vstupní části kloubového hřídele M_{K1}

deterministické pojetí M_{K1}:	pravděpodobnostní pojetí M_{K1}:
podle [21] určen jako konstanta z výkonového diagramu: $M_{K1} = 75[Nm]$	
podle [54] vypočten jako konstanta: $M_{K1} = M_{Kjm} \cdot K = \frac{P_{KH}}{\omega_1} \cdot K = \frac{P_{KH}}{2 \cdot \pi \cdot n_{KH}} \cdot K$ kde K je provozní součinitel vyjadřující dynamiku pohonu a je závislý na typu hnacího a hnaného stroje ($K = 1 \div 5,3[-]$) $M_{K1max} = \frac{30 \cdot 3000}{\pi \cdot 700} \cdot 5,3 = 216,9[Nm]$ $M_{K1min} = \frac{30 \cdot 3000}{\pi \cdot 700} \cdot 1 = 40,9[Nm]$	$M_{K1} = 0 \div 350[Nm]$ určen autorem na základě statistického experimentu (simulacemi) a byly zvoleny pro 4 typy zátěžných spekter pohonů strojů podle [55]

U deterministického pojetí podle [21] (viz tab. 5.8) je krouticí moment M_{K1} určen z výkonového diagramu na základě znalostí vstupních informací o posuzovaném kloubovém hřídeli (jmenovitý výkon P_{KH} , jmenovité otáčky n_{KH} a maximální úhel výchylky polohy hřídelů $\alpha_{KH} = 20[^\circ]$). V minulosti se určovala velikost hřídelových spojek podle normy – viz [54]. Velikost krouticího momentu M_{K1} byla vypočtena podle vztahu z [54] – viz tab. 5.8, který zásadním způsobem ovlivňoval provozní součinitel vyjadřující dynamiku pohonu K (rozdílnost je patrná z hodnot M_{K1max} a M_{K1min}). Tato norma je již zrušena a velikosti se určují podle standardů či předpisů výrobců hřídelových spojek.

U pravděpodobnostního pojetí (viz tab. 5.8) je krouticí moment M_{K1} určen autorem na základě statistického experimentu (simulacemi v prostředí programu Anthill metody SBRA). Jedná se o rozmezí od okamžiku, kdy je stroj v klidu až po docílení maximální hodnoty krouticího momentu.

5.2 Provozní spolehlivost upnutí hoblovacího nože

5.2.1 Úvod a použití stolní hoblovky

Stolní hoblovka neboli protahovací fréza (viz obr. 5.23) patří do skupiny dřevoobráběcích strojů. Při práci na stolní hoblovce dochází ke srovnání a protahování dřevěných desek.



Obr. 5.23 Stolní hoblovka s protahováním

5.2.2 Popis posuzovaného upnutí hoblovacího nože a provozní parametry stolní hoblovky

Posuzovaná stolní hoblovka má tyto provozní parametry:

- pohon nožní hlavy podle [25]: asynchronní elektromotor 1LA7 106-4AA10 s výkonem: $P_{EL} = 2,2[kW]$,
- otáčky nožové hlavy podle výkonu a [26], [27]: $n_{NH} = 4000[ot/min]$,
- převod elektromotoru a nožové hlavy je řešen jedním klínovým řemenem: ŘEMEN A – 1800 ČSN 02 310,
- pohon podávajícího a odebírajícího válce podle [28]: asynchronní elektromotor 4AP 71 – 4s s převodovkou TS 031 329.

Drsné a nerovné povrchy dřevěných desek vedeme po stole za pomoci podávajících válců proti rotující nožové hlavě (viz obr. 5.24), čímž získáváme hladké a rovné povrchy.



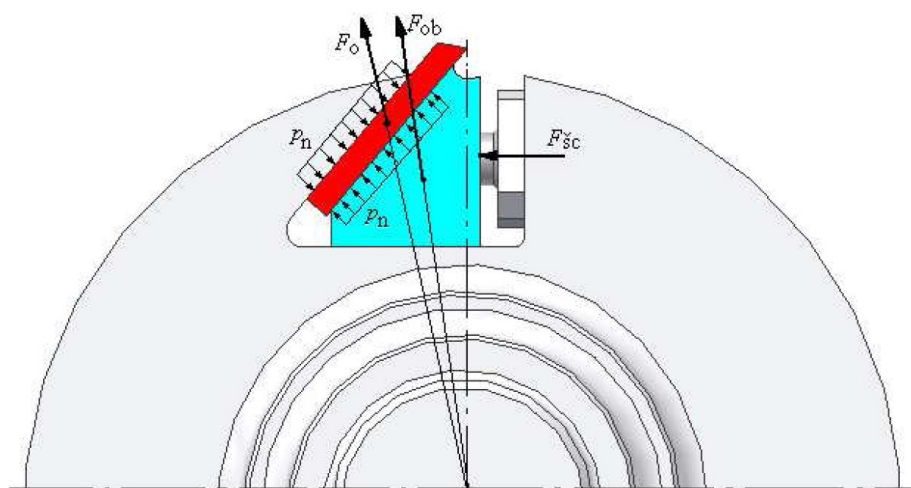
Obr. 5.24 Detail nožové hlavy protahovací frézy, podávajícího a odebírajícího válce

Hoblovací nůž je v nožové hlavě upnut pomocí tření působením přitlačné lišty. Přitlačné síly na lištu vyvozují šrouby, jak je uvedeno na obr. 5.24.

V práci je pravděpodobnostně vyhodnocena bezpečnost upnutí hoblovacího nože z hlediska silového rozboru v jednotlivých zvolených rovinách.

5.2.3 Stanovení poruchového stavu při volnoběhu stroje

Je zde proveden silový rozbor jednotlivých sil působících na hoblovací nůž a přitlačnou desku. Při volnoběhu stroje, to je například při rozběhu pohonu, působí na hoblovací nůž vliv od odstředivé síly – viz obr. 5.25.



Obr. 5.25 Odstředivé síly při volnoběhu stroje

Nožová hlava se při otáčkách n_{NH} otáčí s úhlovou rychlostí ω_{NH} :

$$\omega_{NH} = 2 \cdot \pi \cdot n_{NH} \quad (5.26)$$

Při této úhlové rychlosti ω působí na hoblovací nůž odstředivá síla F_o :

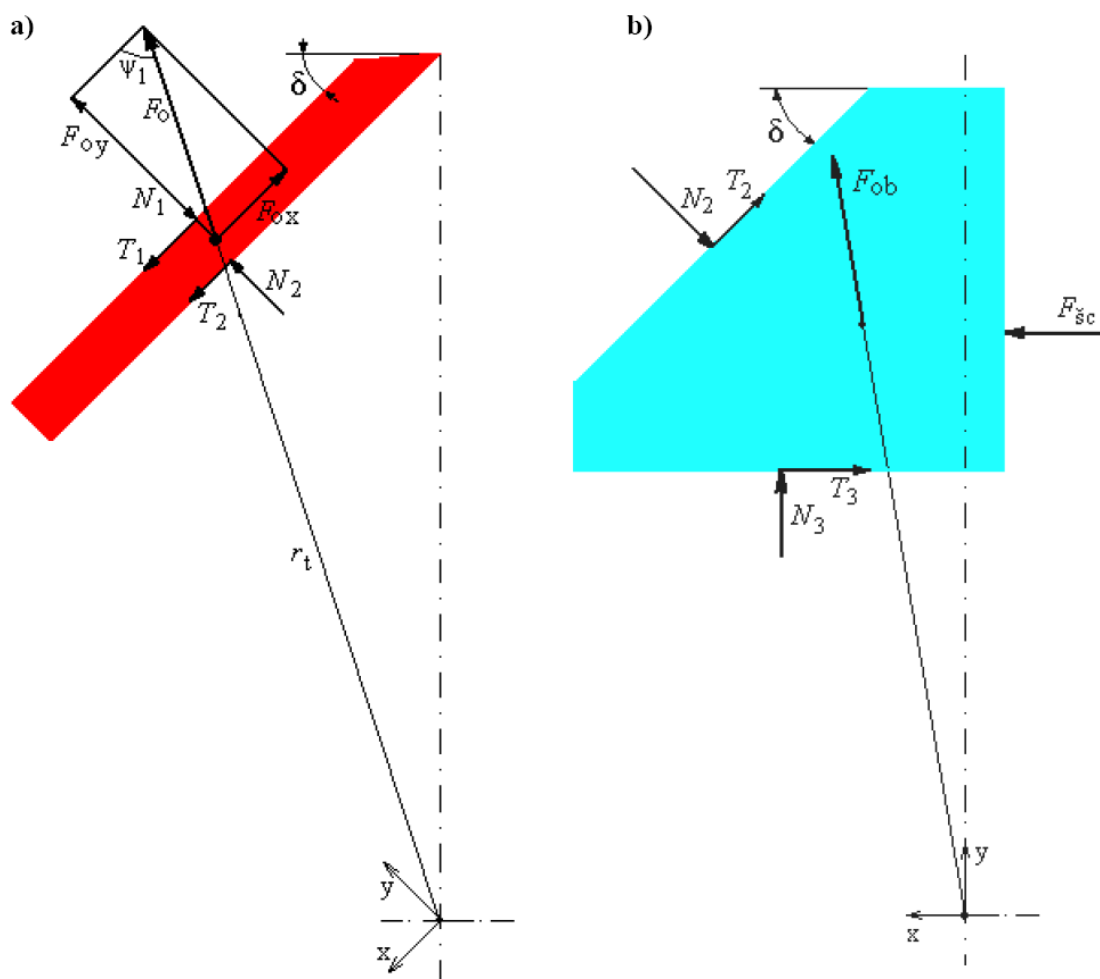
$$F_o = m \cdot r_t \cdot \omega_{NH}^2 \quad (5.27)$$

charakterizující její složky:

$$F_{ox} = F_o \cdot \cos \psi_1 \quad (5.28)$$

$$F_{oy} = F_o \cdot \sin \psi_1 \quad (5.29)$$

a přitlačnou lištu síla F_{ob} . Složka F_{ox} odstředivé síly F_o , působící na hoblovací nůž, má snahu uvolnit tento nůž z upnutí. Za předpokladu rovnoměrného rozložení tlaku p_n jsou síly působící na hoblovací nůž při volnoběhu stroje znázorněny na obr. 5.26 a) a na přitlačnou lištu znázorněny na obr. 5.26 b).



Obr. 5.26 Silový rozbor při volnoběhu stroje působící: a) na hoblovací nůž, b) na přitlačnou lištu

Při otáčení nožové hlavy zajišťuje odstředivá síla přitlačné lišty F_{ob} ještě větší upnutí nože. V případě, že by došlo k uvolnění upnutí této soustavy, přitlačná lišta by nemohla opustit drážku nožové hlavy, což je zajištěno rozměry a tvarem nožové drážky i přitlačné lišty. Na odstředivou sílu lišty F_{ob} je třeba pohlížet jako na prvek výrazně zvyšující bezpečnost proti uvolnění nože. Z tohoto důvodu se síla F_{ob} neobjeví v silových rovnicích.

Silová rovnováha působící na hoblovací nůž podle obr. 5.26 a):

$$\sum F_{x1} : T_1 + T_2 - F_{ox} = 0 \quad (5.30)$$

$$\sum F_{y1} : N_2 - N_1 + F_{oy} = 0 \quad (5.31)$$

Silová rovnováha působící na přítlačnou lištu podle obr. 5.26 b):

$$\sum F_{x2} : F_{sc} - T_3 - N_2 \cdot \sin \delta - T_2 \cdot \cos \delta = 0 \quad (5.32)$$

$$\sum F_{y1} : N_3 - N_2 \cdot \cos \delta + T_2 \cdot \sin \delta = 0 \quad (5.33)$$

Z výše uvedených podmínek (5.30), (5.31), (5.32) a (5.33) vyplývají vztahy:

$$T_1 = N_1 \cdot f_t \quad (5.34)$$

$$N_1 = N_2 + F_{oy} \quad (5.35)$$

$$T_2 = N_2 \cdot f_t \quad (5.36)$$

$$N_2 = \frac{F_{sc} + F_{ox} \cdot (\sin \delta \cdot f_t - \cos \delta) - F_{oy} \cdot (\sin \delta \cdot f_t^2 - \cos \delta \cdot f_t)}{\sin \delta \cdot (1 + f_t^2)} \quad (5.37)$$

$$T_3 = N_3 \cdot f_t \quad (5.38)$$

$$N_3 = N_2 \cdot \cos \delta - T_2 \cdot \sin \delta \quad (5.39)$$

Uvolnění nože zabrání dostatečně velká přítlačná síla šroubů F_{sc} , která musí být tak velká, aby platila podmínka bezpečného upnutí, což se vyjadřuje pomocí funkce spolehlivosti při volnoběhu stroje:

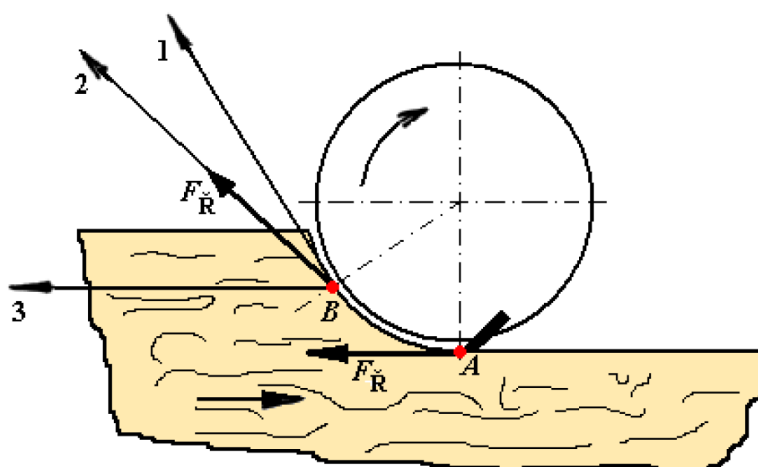
$$FS1 = (T_1 + T_2) - F_{ox} \quad (5.40)$$

za předpokladu spolehlivostních podmínek platí:

- $FS1 \geq 0$... bezporuchový stav nožové hlavy,
- $FS1 < 0$... porucha, dojde k uvolnění hoblovacího nože.

5.2.4 Stanovení poruchového stavu při řezném procesu

I zde je proveden silový rozbor jednotlivých sil působících na hoblovací nůž a přítlačnou desku. Při procesu hoblování působí na nůž řezná síla F_R , která má také snahu uvolnit tento nůž z upnutí. Její směr se během hoblování mění podle obr. 5.27.

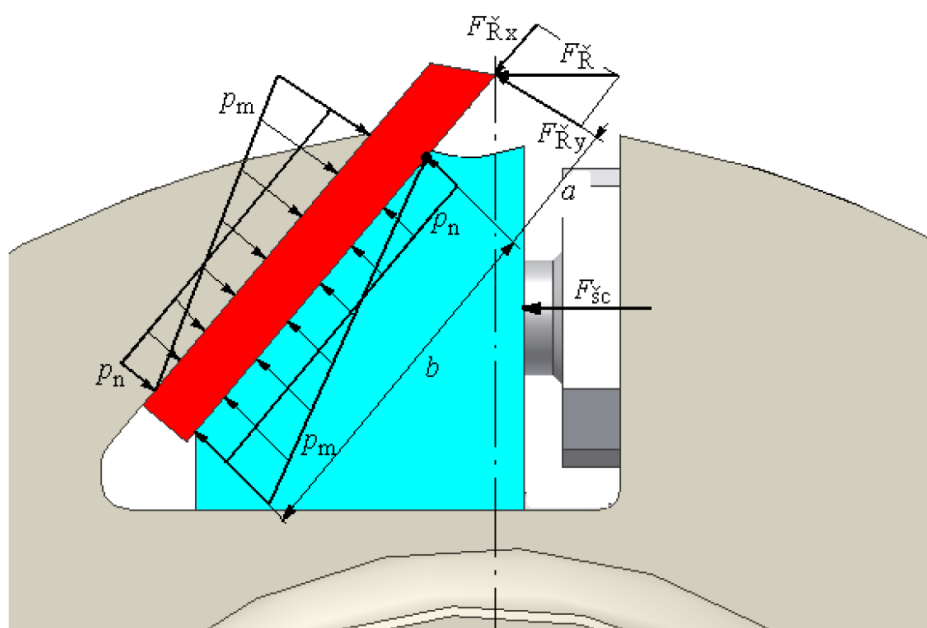


Obr. 5.27 Působení řezné síly F_R při hoblování
1 – směr hlavního pohybu, 2 – směr řezného pohybu, 3 – směr posuvu

Na obr. 5.27 bod B představuje obecnou polohu bříty nože při hoblování a pro bod A uvažují výpočet minimální přitlačné síly šroubů F_{sc} . Návrh síly F_{sc} je proveden při působení pouze F_R , jak je znázorněno na obr. 5.28. Tento případ může nastat při rozběhu stroje, kdy materiál je již upnut odbíracím válcem a teprve poté obsluha spustí hlavní pohon. Velikost síly F_R uvažují obvodovou sílu přenášenou řemenem. Její složka F_{Rx} zatlačuje hoblovací nůž do drážky nožové hlavy. Zbylá složka řezné síly F_{Ry} vytváří trojúhelníkový tlak p_m . Pro velikost složek řezné síly platí:

$$F_{Rx} = F_R \cdot \cos \delta \quad (5.41)$$

$$F_{Ry} = F_R \cdot \sin \delta \quad (5.42)$$



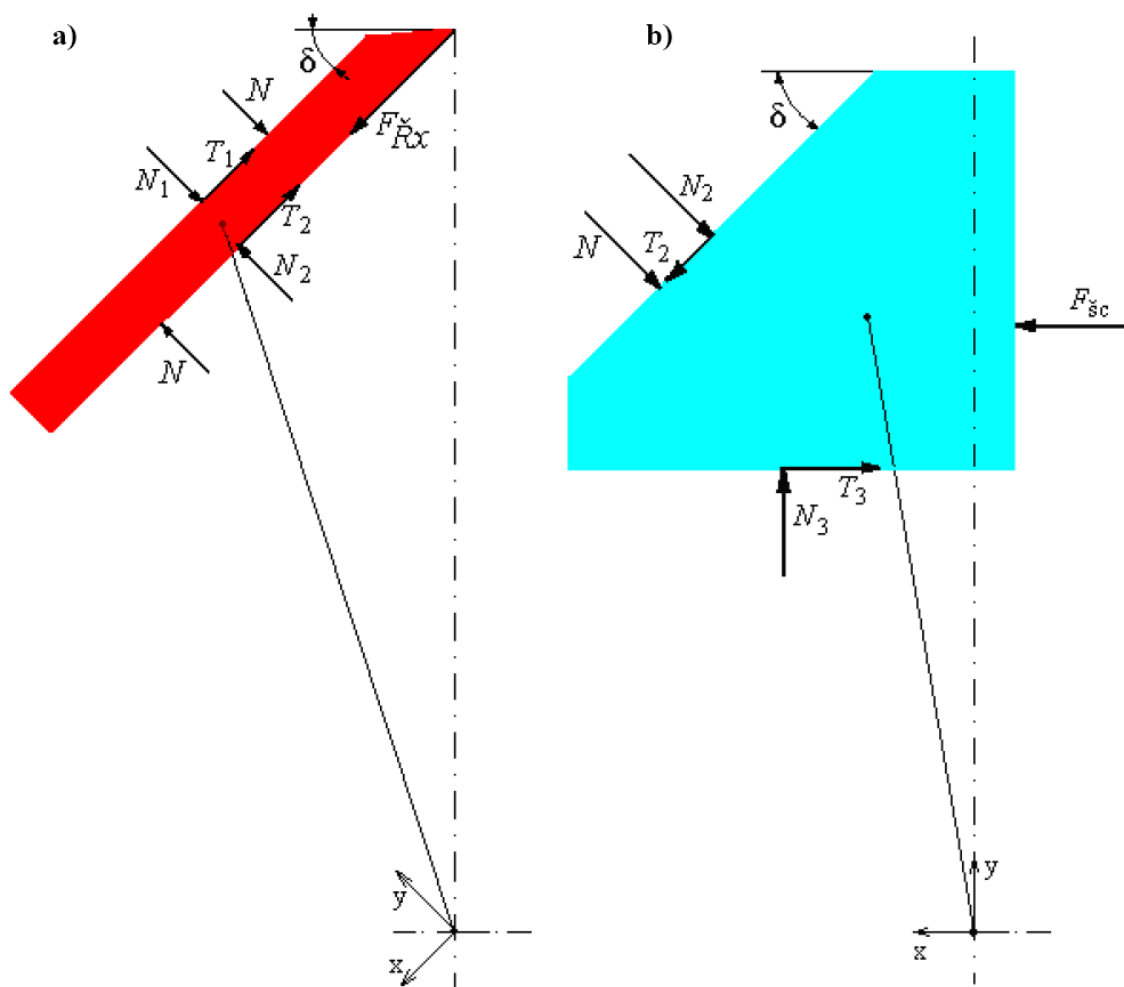
Obr. 5.28 Řezná síla při hoblovacím procesu

Za předpokladu rovnoměrně rozloženého tlaku p_n , p_m jsou síly působící na hoblovací nůž a přitlačnou lištu znázorněny na obr. 5.29.

Velikost normálové síly N od trojúhelníkového tlaku p_m stanovují z rovnice:

$$F_{Ry} \cdot a = N \cdot \frac{1}{3} \cdot b \quad (5.43)$$

$$N = \frac{3 \cdot a}{b} \cdot F_{Ry} \quad (5.44)$$



Obr. 5.29 Silový rozbor při řezném procesu působící: a) na hoblovací nůž, b) na přítlačnou lištu

Silová rovnováha působící na hoblovací nůž podle obr. 5.29 a):

$$\sum F_{x1} : F_{\check{R}x} - T_1 - T_2 = 0 \quad (5.45)$$

$$\sum F_{y1} : N - N + N_2 - N_1 = 0 \quad (5.46)$$

Silová rovnováha působící na přítlačnou lištu podle obr. 5.29 b):

$$\sum F_{x2} : F_{\check{s}c} - T_3 + T_2 \cdot \cos \delta - N_2 \cdot \sin \delta - N \cdot \sin \delta = 0 \quad (5.47)$$

$$\sum F_{y2} : N_3 - N_2 \cdot \cos \delta - T_2 \cdot \sin \delta - N \cdot \cos \delta = 0 \quad (5.48)$$

Z výše uvedených podmínek (5.45), (5.46), (5.47) a (5.48) vyplývají vztahy:

$$T_1 = (N + N_1) \cdot f_t \quad (5.49)$$

$$N_1 = N_2 \quad (5.50)$$

$$T_2 = (N + N_2) \cdot f_t \quad (5.51)$$

$$N_2 = \frac{F_{\check{s}c} - F_{\check{R}x} \cdot (\sin \delta \cdot f_t - \cos \delta) - N \cdot (\cos \delta \cdot f_t + \sin \delta)}{(\cos \delta \cdot f_t)^2 + \sin \delta - \sin \delta \cdot f_t^2} \quad (5.52)$$

$$T_3 = N_3 \cdot f_t \quad (5.53)$$

$$N_3 = N_2 \cdot \cos \delta + T_2 \cdot \sin \delta + N \cdot \cos \delta \quad (5.54)$$

Aby nedošlo k zatlačení nože do nožové hlavy, musí pro součet třecích sil platit podmínka upnutí:

$$FS2 = (T_1 + T_2) - F_{Rr} \quad (5.55)$$

za předpokladu spolehlivostních podmínek platí:

- $FS2 \geq 0$... bezporuchový stav nožové hlavy,
- $FS2 < 0$... porucha, dojde k zatlačení nože do nožové hlavy.

5.2.5 Vyhodnocení funkcí spolehlivosti metodou SBRA

S ohledem na charakter a rozptyl vstupních veličin týkajících se simulačního odhadu provozní spolehlivosti upnutí hoblovacího nože uvádím ve výpočtu za náhodně proměnné zvolené veličiny uvedené v tab. 5.9.

Tyto zvolené vstupní veličiny náhodného charakteru musí korespondovat s reálnými hodnotami technické praxe. V tab. 5.9 jsou uvedeny základní statistické údaje včetně použitých histogramů:

- „Normal“ – značí ohraničené normální rozdělení statistického souboru (standard programu Anthill).

Tab. 5.9 Přehled zvolených vstupních náhodných veličin včetně jejich údajů a informací

Vstupní veličina:	Zápis v programu Anthill (použitý histogram):	Minimum: Maximum:	Medián: Směrodatná odchylka:	Zdroj získané hodnoty veličiny či odchylky:
OT / n / [ot/min]	„Normal“	3800 4200	4000 63,24555	voleny časově proměnné otáčky nožové hlavy autorem
FSC / F_{sc} / [N]	„Normal“	7800 8200	8000 89,442719	časově proměnná velikost všech šroubů vyvozujiící sílu na přitlačnou lištu (síla odpovídající čtyřem šroubům M5x0,8)
FR / F_R / [N]	„Normal“	150 200	175 13,22876	časově proměnná velikost řezné síly uvažovaná jako obvodová síla přenášená řemenem
fT / f_t / [-]	„Normal“	0,16 0,2	0,18 0,42426	velikost smykového tření podle [29] pro ocel-ocel s přítomností velmi jemného dřevěného prachu

Směrodatné odchylky u normálních rozdělení statistických souborů „Normal“ (standard programu Anthill) jsou vypočítány podle vztahu (5.25).

Ostatní veličiny považujeme za konstanty. To jsou: hmotnost hoblovacího nože m , vzdálenost těžiště hoblovacího nože ke středu nožové hlavy r_t , úhel odstředivé síly ψ_1 podle obr. 5.26, úhel nastavení hoblovacího nože δ , vzdálenost trojúhelníkového tlaku na

hoblovacím noži v nožové hlavě b podle obr. 5.28, vzdálenost bříty nože k přítlačné liště a podle obr. 5.28 a Ludolfovo číslo π .

Zápis analýzy provozní spolehlivosti upnutí hoblovacího nože v simulačním programu

Anthill metody SBRA pro volnoběh stroje:

$$FS1=(T1+T2)-FOX \quad (5.40)$$

$$T1=N1*fT \quad (5.34)$$

$$T2=N2*fT \quad (5.36)$$

$$N1=N2+FOY \quad (5.35)$$

$$N2=(FSC+(FOX*(\sin(\delta)*fT-\cos(\delta)))-(FOY*((fT^2)*\sin(\delta)-(fT*\cos(\delta)))))/(\sin(\delta)*(1+(fT)^2)) \quad (5.37)$$

$$FOX=FO*\cos(\psi) \quad (5.28)$$

$$FOY=FO*\sin(\psi) \quad (5.29)$$

$$FO=m*rt*((2*\pi*OT/60)^2) \quad (5.27)$$

$$FSC=FSCvar$$

$$fT=fTvar$$

$$OT=OTvar$$

Zápis analýzy provozní spolehlivosti upnutí hoblovacího nože v simulačním programu

Anthill metody SBRA při řezném procesu stroje:

$$FS2=(T1+T2)-FRX \quad (5.55)$$

$$T1=(N+N1)*fT \quad (5.49)$$

$$T2=(N+N2)*fT \quad (5.51)$$

$$N1=N2 \quad (5.50)$$

$$N2=(FSC-(FRX*(\sin(\delta)*fT-\cos(\delta)))-(N*((fT*\cos(\delta))+\sin(\delta))))/(((\cos(\delta)*fT)^2+\sin(\delta)-((fT^2)*\sin(\delta)))) \quad (5.52)$$

$$N=(FRY*3*a)/b \quad (5.44)$$

$$FRX=FR*\cos(\delta) \quad (5.41)$$

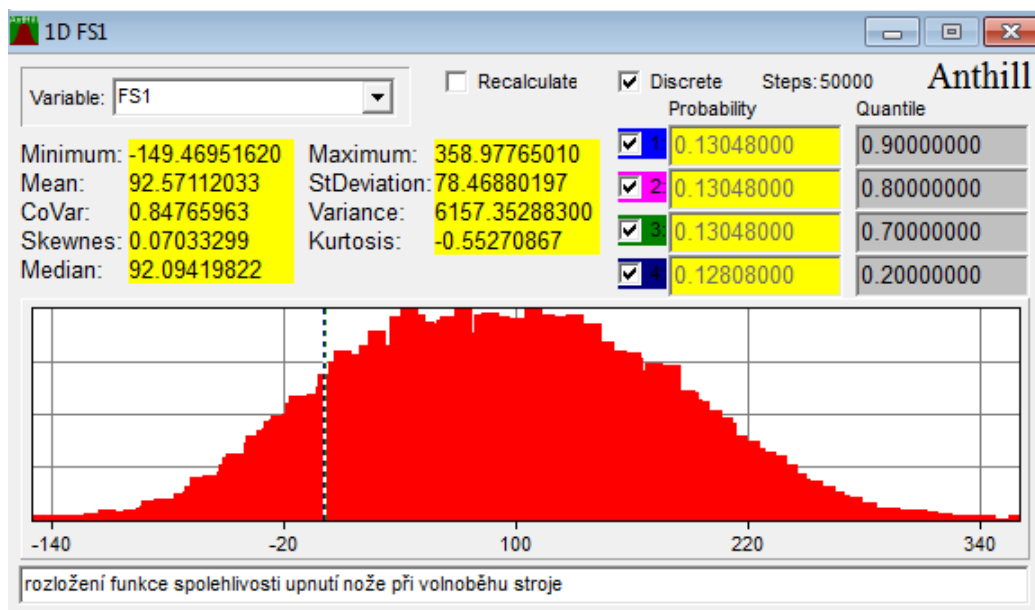
$$FRY=FR*\sin(\delta) \quad (5.42)$$

$$FSC=FSCvar$$

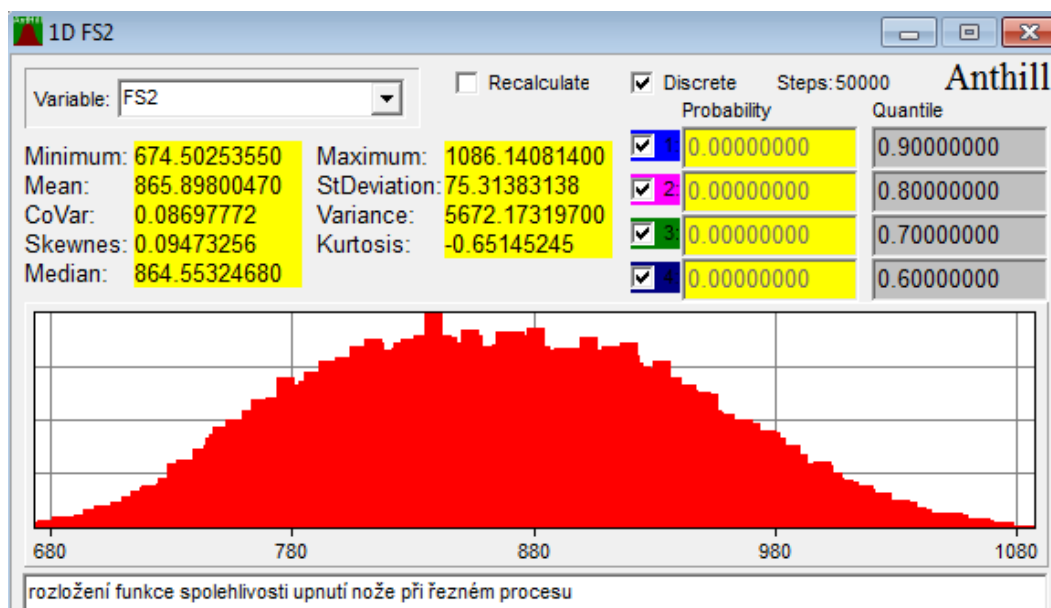
$$fT=fTvar$$

$$FR=FRvar$$

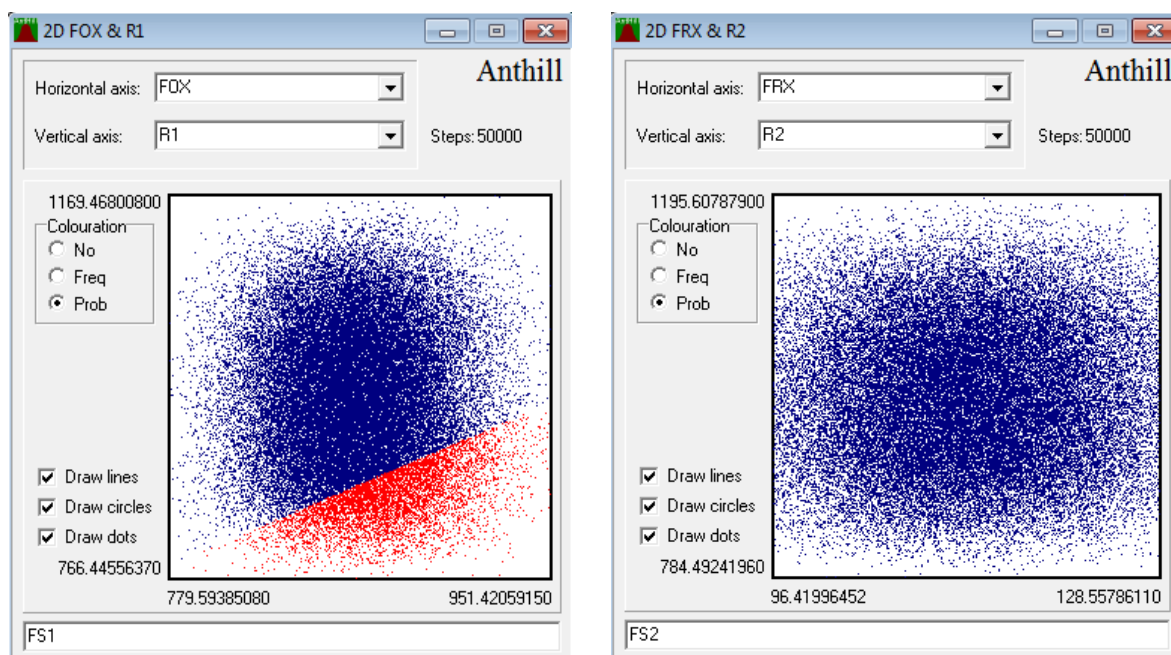
Výpočtem metody SBRA programem Anthill byly nejprve provedeny analýzy spolehlivosti jednotlivých poruchových stavů podle předpokladů spolehlivostních podmínek (funkcí spolehlivosti $FS_i \geq 0$ v bezpečné oblasti). Veškeré analýzy jsou provedeny pro $n = 50000$ simulačních kroků. Obr. 5.30 znázorňuje výstup simulace funkce spolehlivosti pro volnoběh stroje a obr. 5.31 při řezném procesu při působení jednoho šroubu vyvozující odpovídající sílu na přítlačnou desku. Na obr. 5.32 jsou znázorněny 2D bodové diagramy pravděpodobnostního vyhodnocení funkce spolehlivosti pro volnoběh stroje $FS1$ a pro řezný režim stroje $FS2$.



Obr. 5.30 Vygenerovaný histogram rozdělení funkce spolehlivosti upnutí hoblovacího nože FS1 pro volnoběh stroje při působení jednoho šroubu ($F_{\text{SC}} = 1800 \div 2800[N]$) na přitlačnou desku



Obr. 5.31 Vygenerovaný histogram rozdělení funkce spolehlivosti upnutí hoblovacího nože FS2 pro řezný režim stroje při působení jednoho šroubu ($F_{\text{SC}} = 1800 \div 2800[N]$) na přitlačnou desku



Obr. 5.32 Pravděpodobnostní vyhodnocení funkcí spolehlivosti při volnoběhu stroje FS1 a při řezném procesu FS2 pomocí 2D bodových diagramů při působení jednoho šroubu ($F_{\text{SC}} = 1800 \div 2800 \text{ [N]}$) na přitlačnou desku

Simulačním výpočtem SBRA byla určena pravděpodobnost upnutí hoblovacího nože v nožové hlavě při volnoběhu stroje $FS1 = 1,00[-]$ a při řezném procesu $FS2 = 1,00[-]$. Obě vypočítané velikosti spolehlivosti jsou $100[\%]$ a ukazují na dostatečnou velikost síly od mnou navržených čtyř šroubů. Modelace různých případů velikostí síly ve šroubech je zřejmá z tab. 5.10. Při působení pouze jednoho šroubu by s pravděpodobností $89,344[\%]$ došlo při volnoběhu stroje k uvolnění nože.

Tab. 5.10 Modelace spolehlivosti při různých velikostech sil od šroubů při upnutí hoblovacího nože

Velikost síly od šroubů: F_{SC} [N]	Odpovídající počet šroubů M5x0,8 [ks]	Spolehlivost při volnoběhu stroje: $FS1_i$ [-]	Spolehlivost při řezném procesu: $FS2_i$ [-]	Schématata včetně vyhodnocení
7800÷8200	4	1,00	1,00	obsaženy v práci
5800÷6200	3	1,00	1,00	obsaženy v práci
3800÷4200	2	1,00	1,00	obsaženy v práci
1800÷2200	1	0,89344	1,00	obr. 5.30 – 5.32

5.2.6 Závěrečné vyhodnocení a význam pravděpodobnostních simulací

Příklad sériového systému upnutí hoblovacího nože v hlavě pomocí šroubů je názorným příkladem pravděpodobnostních simulací provozní spolehlivosti za použití výpočetní techniky. Ze silových rozborů, zadaných parametrů systému sestavíme v simulačním programu Anthill metody SBRA výpočetní model, který nám umožňuje kdykoliv a rychle měnit vstupní veličiny, náhodné proměnné, měnit jejich náhodný charakter apod. Jedná se tedy o efektivní nástroj z hlediska posudku bezpečnosti než deterministický přístup.

Tento příklad ukazuje přehlednost pravděpodobnostního výpočtu provozní spolehlivosti – viz tab. 5.10, kde jsou uvedeny jednotlivé výstupy modelací včetně odkazů na schémata a vyhodnocení.

Názornost simulací je patrná u výpočtu provozní spolehlivosti při volnoběhu stroje při působení jednoho šroubu na přítlačnou desku, tj. obr. 5.30 a obr. 5.32. Vygenerovaný histogram rozdělení funkce spolehlivosti (obr. 5.30) upnutí hoblovacího nože pro volnoběh stroje $FS1 = 0,89344[-]$ při působení jednoho šroubu názorně ukazuje hranici oblasti poruchy $\langle -149.4695162; 0 \rangle$, což odpovídá červeným tečkám znázorňující jednotlivé simulace u 2D bodového diagramu pravděpodobnostního vyhodnocení dané funkce spolehlivosti $FS1$ z obr. 5.32. Oblast spolehlivosti $\langle 0; 358.9776501 \rangle$ z obr. 5.30 odpovídá modrým tečkám znázorňující jednotlivé simulace z obr. 5.32 u 2D bodového diagramu pravděpodobnostního vyhodnocení dané funkce spolehlivosti $FS1$.

6 ZÁVĚR

Simulační technika nám umožňuje velmi rychle odhalovat slabá místa strojů, jejich kritických součástí, která by se projevila až po provozování mnoha vyrobených strojů. Současně ukazuje na omezené možnosti tradičních deterministických postupů navrhování strojních celků. Na základě poznání zásadních vlivů na provozní spolehlivost strojních prvků a zejména systémů nám simulační přístupy pomáhají navrhnout optimální provedení a vlastnosti výrobních strojů.

Metoda SBRA patří mezi současné nové trendy stochastického pojetí vyhodnocení strojních konstrukcí, prvků či systémů. Tato metoda respektuje (pomocí histogramů) variabilitu vstupních veličin. Vstupní i výstupní veličiny mají tím pádem náhodný charakter, který lépe vystihuje realitu. Spolehlivost se pak určuje porovnáním vypočtené míry pravděpodobnosti poruchy s návrhovou pravděpodobností. Použití simulačních postupů, způsobu reprezentace náhodných veličin a výpočtu pravděpodobnosti poruchy je v mnoha případech přehlednější, názornější a efektivnější než použití deterministických metod.

V rámci metody SBRA je určována pravděpodobnost poruchy v souladu s koncepcí mezních stavů. Pomocí transformačního modelu jsou vstupní náhodné veličiny (zatížení, mechanické či geometrické vlastnosti prvků apod.) transformovány na výstupní veličiny vyjadřující složky účinků zatížení a odolnosti. Simulací Monte Carlo počítačem je získáno empirické rozdělení výstupních veličin. Na základě vyhodnocení spolehlivostní funkce, která rozděluje prostor výstupních veličin na bezpečnou oblast a oblast poruchy, lze určit míru pravděpodobnosti poruchy, což je základní ukazatel spolehlivosti.

Disertační práce je založena na pravděpodobnostním způsobu hodnocení provozní spolehlivosti strojů a jejich částí. V posuzování bezpečnosti či životnosti částí a mechanismů strojů, jakožto strojních systémů, není tento pravděpodobnostní způsob častý. Vybrané příklady analýzy provozní spolehlivosti metodou SBRA názorně ukazují výhody a přednosti pravděpodobnostního pojetí daného posudku před tradičním deterministickým.

Jednotlivé příklady v disertační práci názorně ukazují, že lze využít pravděpodobnostní přístup v každodenní práci projektantů či konstruktérů v technické praxi. Musí se především změnit způsob myšlení a přistoupit na možnosti posudku bezpečnosti či životnosti částí a mechanismů strojů pomocí ukazatelů teorie spolehlivosti.

SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

Odborná literatura, publikace a programové vybavení

- [1] MAREK, P.; BROZZETTI, J.; GUŠTAR, M.; TIKALSKY, P. *Probabilistic Assessment of Structures using Monte Carlo Simulation*. 2nd edition. Praha, 2003. 471 s. ISBN 80-86246-19-1.
- [2] MAREK, P.; GUŠTAR, M.; ANAGOS, T. *Simulation Based Reliability Assessment for Structural Engineers*. CRC Press, Inc., Boca Raton, Florida, 1995. 384 s. ISBN 0-8493-8286-6.
- [3] VLK, M.; FLORIAN, Z. *Mezní stavy a spolehlivost*. FSI VUT v Brně, 2007 (elektronická učebnice). s. 45-70. Dostupná z WWW: <<http://www.zam.fme.vutbr.cz/~vlk/meznistavy.pdf>>
- [4] HOLUB, R.; VINTR, Z. *Spolehlivost letadlové techniky*. VUT v Brně, 2001 (elektronická učebnice). s. 8-100. Dostupná z WWW: <<http://lu.fme.vutbr.cz/files/SpolehlivostLetadloveTechniky.pdf>>
- [5] STRUREL. *Reliability Consulting Programs*. RCP MUNICH, 1999.
- [6] VaP. *Variable Processor*. Version 1.6. ETH Zúrich, 1997.
- [7] *Hugin systém*: Version 5.7, professional. Hugin Expert A/S, Niels Jernes Vej 10, DK-9220 Aalborg, Denmark, 2001.
- [8] JENSEN FINN, V. *An introduction to Bayesian networks*. UCL Press, London, UK, 1996. ISBN 1-857-28332-5.
- [9] GUŠTAR, M. *Moderní metody simulace systémů, Metoda SBRA*. Doktorská disertační práce. VŠB TU Ostrava, 2003. 147 s.
- [10] MAREK, P.; GUŠTAR, M. *Pravděpodobnostní metody posudku spolehlivosti konstrukcí v projekční praxi*. Časopis ESSENTIA č.36/2003. Plzeň, 2003.
- [11] MYKISKA, A. *Spolehlivost technických systémů*. ČVUT Praha, 2000 (skriptum). 177 s. ISBN 80-01-02079-7.
- [12] ANDĚL, J. *Matematická statistika*. SNTL/ALFA, Praha-Bratislava, 1978. s. 44.
- [13] BARTSCH, H. J. *Matematické vzorce*. SNTL, Praha, 1987. s. 571-642. s. 732-751.
- [14] BRIŠ, R. *Teorie spolehlivosti – učební text pro Fakultu aplikované informatiky, UTB Zlín*. Ostrava 2007. 126 s. Dostupný z WWW: <<http://home1.vsb.cz/~bri10/>>
- [15] TUTUBALIN, V. N. *Teorie pravděpodobnosti*. SNTL, Praha, 1978. s. 23-48.
- [16] FReET [ON-LINE]. Dostupný z WWW: <<http://www.freet.cz/>>
- [17] HELEBRANT, F.; JURMAN, J.; FRIES, J. *Kolesová rypadla a provozní spolehlivost*. VŠB-TU Ostrava, 2007. s. 110-130. ISBN 978-80-248-1669-2.
- [18] KREIDL, M.; ŠMÍD, R. *Technická diagnostika*. Technická literatura BEN. s. 112-113. ISBN 80-7300-158-6.
- [19] RŮŽIČKA, M.; HANKE, M.; ROST M. *Dynamická pevnost a životnost*. ČVUT Praha, Fakulta strojní, Ediční středisko ČVUT Praha, 1987, číslo publikace: 6626. s. 82-118.
- [20] GUŠTAR, M. *Náhodné veličiny v simulačních metodách*. In: Sborník III.ročníku celostátní konference SPOLEHLIVOST KONSTRUKCÍ. Dům techniky Ostrava, spol. s.r.o., Ostrava, 2002. s. 14-19. ISBN 80-02-01489-8.
- [21] Sortimentní katalog T.E.A. TECHNIK s.r.o.: *Hřídelové spojky a klouby*. 2009. Dostupný z WWW: <<http://www.teatechnik.cz/>>
- [22] DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I., Spojovací části strojů*. Montanex a.s., 2000. s. 110-116. ISBN 80-7225-018-3.

- [23] BRIŠ, R. *Inovační metody pro ocenění spolehlivosti prvků a systémů*. VŠB-TU Ostrava, 2007. s. 9-19. s. 85-112. ISBN 978-80-248-1596-1.
- [24] FUCHS, P.; VALIŠ, D. *Metody analýzy a řízení rizika*. TU v Liberci, 2004 (elektronické skriptum). 86 s. Dostupné z WWW: http://www.pirozek.com/usi/lib/exe/fetch.php?media=analiza_rizeni_rizika_skriptum.pdf
- [25] Katalog „*Elektromotory SIEMENS*“, fa JP Šumperk (prodejna Loštice), 2010.
- [26] Katalog „*Frézovací nástroje na obrábění dřeva*“, firma Růžička, 2007.
- [27] Katalog „*Obrábění dřeva*“, firma Hokina, 2007.
- [28] Katalog „*Převodovky s elektromotory TS 031 329*“, firma Přerovské strojírny, 2007.
- [29] URL: <http://www.carbidedepot.com/>
- [30] AUTODESK Inc. *AUTOCad 2011*.
- [31] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky, pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. ALBRA – pedagogické nakladatelství, vydání 4, 2008. 913 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

Technické normy

- [32] EN 1990. *Eurocode – Basic of structural design*. CEN 2002. 116 s.
- [33] ISO 13822. *Basis for design of structures – Assessment of existing structures*. ISO 2001. 35 s.
- [34] ISO 2394. *General principles on reliability for structures*. ISO 1998. 73 s.
- [35] ČSN EN 61025. *Analýza stromu poruchových stavů (FTA)*. ČNI 2007. 48 s.
- [36] ČSN EN 60812. *Techniky analýzy bezporuchovosti systémů – Postup analýzy způsobů a důsledků poruch (FMEA)*. ČNI 2007. 44 s.
- [37] ČSN IEC 61882. *Studie nebezpečí a provozuschopnosti (studie HAZOP) – Pokyn k použití*. ČNI 2002. 56 s.
- [38] ČSN ISO 3534-1. *Statistika – Slovník a značky – Část 1: Obecné statistické termíny a termíny používané v pravděpodobnosti*. ČNI 2010. 88 s.
- [39] ČSN EN ISO 9000. *Systémy managementu kvality – Základní principy a slovník*. ČNI 2006. 64 s.
- [40] ČSN EN 61078. *Techniky analýzy spolehlivosti – Blokový diagram bezporuchovosti a booleovské metody*. ČNI 2007. 36 s.
- [41] ČSN IEC 50(191). *Mezinárodní elektrotechnický slovník. Kapitola 191: Spolehlivost a akost' služieb*. FÚNM 1993. 168 s.
- [42] ČSN EN 61069-5. *Měření a řízení průmyslových procesů – Hodnocení vlastností systému pro odhad systému – Část 5. Odhad spolehlivosti systému*. ČNI 1997. 32 s.
- [43] ČSN EN 62347. *Návod pro specifikace spolehlivosti systému*. ČNI 2007. 32 s.
- [44] ČSN IEC 60300-3-1. *Management spolehlivosti – Část 3-1: Pokyn k použití – Techniky analýzy spolehlivosti – Metodický pokyn*. ČNI 2003. 56 s.
- [45] ČSN IEC 300-3-4. *Management spolehlivosti – Část 3: Návod k použití – Oddíl 4: Pokyny ke specifikaci požadavků na spolehlivost*. ČNI 1997. 20 s.
- [46] ČSN IEC 1123. *Zkoušky bezporuchovosti – Plány ověřovacích zkoušek pro podíl úspěšných pokusů*. ČNI 1994. 36 s.
- [47] ČSN EN 60300-3-2. *Management spolehlivosti – Část 3-2: Pokyn k použití – Sběr dat o spolehlivosti z provozu*. ČNI 2005. 40 s.
- [48] ČSN EN 61703. *Matematické výrazy pro ukazatele bezporuchovosti, pohotovosti, udržovatelnosti a zajištěnosti údržby*. ČNI 2002. 52 s.

- [49] ČSN IEC 60300-3-5. *Management spolehlivosti – Část 3-5: Návod k použití – Podmínky při zkouškách bezporuchovosti a principy statistických testů*. ČNI 2002. 64 s.
- [50] ČSN IEC 60605-4. *Zkoušení bezporuchovosti zařízení – Část 4: Statistické postupy pro exponenciální rozdělení – Bodové odhady, konfidenční intervaly, předpovědní intervaly a toleranční intervaly*. ČNI 2002. 32 s.
- [51] ČSN IEC 60605-6. *Zkoušení bezporuchovosti zařízení – Část 6: Testy platnosti a odhad konstantní intenzity poruch a konstantního parametru proudu poruch*. ČNI 2009. 36 s.
- [52] ČSN 73 1401. *Navrhování ocelových konstrukcí*. ČNI 1994. 136 s.
- [53] ČSN ISO 2768-1. *Všeobecné tolerance. Nepředepsané mezní úchytky délkových a úhlových rozměrů*. FÚNM 1992. 8 s.
- [54] ČSN 02 6208. *Převodová ústrojí. Určování velikosti hřídelových spojek*. ÚNM 1971. 24 s. (datum zrušení normy: 1.10.2002)
- [55] ČSN 01 4686 část 1÷5. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. ÚNM 1988. 180 s.

SEZNAM VLASTNÍCH PRACÍ

- [56] KOTÍK, R. *Od chyb k nejistotám*. In: Sborník Mezinárodní konference ERIN. Slovenská technická univerzita, Strojnícka fakulta, Ústav výrobných systémov, environmentálnej techniky a manažmentu kvality. 2008. 7 s. ISBN 978-80-227-2849-2.
- [57] KALÁB, K.; KOTÍK, R. *Aplikace metody SBRA ve stavbě výrobních strojů*. In: Sborník X.celostátní konference se zahraniční účastí SPOLEHLIVOST KONSTRUKCÍ. Ústav teoretické a aplikované mechaniky Akademie věd ČR. 2009. s. 111-114. ISBN 978-80-02-02132-2.
- [58] KOTÍK, R. *Probability analysis of potential creep of belt gear by SBRA Method*. In: Sborník 50. Medzinárodná vedecká konferencia katedier častí a mechanizmov strojov. Žilinská univerzita, Strojnícka fakulta, Katedra konštruovania a častí strojov. 2009. s. 21. ISBN 978-80-554-0081-5.
- [59] KOTÍK, R. *Probabilistic verification of plane blade clamping by SBRA Method*. In: Sborník XI.celostátní konference se zahraniční účastí SPOLEHLIVOST KONSTRUKCÍ. Ústav teoretické a aplikované mechaniky Akademie věd ČR. 2010. ISBN 978-80-02-02234-3.
- [60] KOTÍK, R.; KALÁB, K. *Využití metody SBRA v mechanických převodech*. In: Sborník XI.celostátní konference se zahraniční účastí SPOLEHLIVOST KONSTRUKCÍ. Ústav teoretické a aplikované mechaniky Akademie věd ČR. 2010. 11 s. ISBN 978-80-02-02234-3.
- [61] PŘEČEK, H.; KOTÍK, R.; BARDONĚ, E.; KUCHARCZYK, M. *Inovace jámové výstroje*. XVI.mezinárodná konferencia: Výskom, výroba a použitie ocelových lán, dopravníkov a ťažných zariadení. Technická univerzita v Košiciach, Fakulta BERG, Ústav logistiky priemyslu a dopravy. 2010. 8 s. ISSN 1451-107X.
- [62] MARŠÁLEK, P.; KOTÍK, R.; KALÁB, K. *Analýzy spolehlivosti FMEA, FTA a metoda SBRA*. In: Sborník XIII.celostátní konference se zahraniční účastí SPOLEHLIVOST KONSTRUKCÍ. Praha. 2012. s. 49-54. ISBN 978-80-261-0116-1.

ABSTRAKT

Disertační práce se zabývá simulačním odhadem provozní spolehlivosti strojních systémů. Jedná se o pravděpodobnostní způsob vyhodnocení provozní bezpečnosti strojů a jejich částí. Práce tvoří přehled o současném stavu řešené problematiky, tj. o deterministickém a pravděpodobnostním pojetí výpočtu. Další kapitoly práce se zabývají specifikací oboru spolehlivosti systémů, to znamená vymezení pojmů, definic a jednotlivých ukazatelů spolehlivosti včetně jejich vlastností. Důležitou kapitolou je teorie spolehlivosti různých struktur systémů, kde jsou znázorněny postupy vyhodnocení problematiky řazení jednotlivých prvků v systému. Dále je provedeno rozdělení metod a postupů analýz spolehlivosti včetně podrobného popisu zvolené metody SBRA (SBRA – Simulation-Based Reliability Assessment) a metody analýzy stromu poruchových stavů (FTA – Fault Tree Analysis).

Všechny výše uvedené poznatky jsou aplikovány do analýzy spolehlivosti dvou vybraných strojních systémů, kterými jsou výsuvný kloubový hřídel s kluzným uložením a pravděpodobnostní kontrola upnutí hoblovacího nože u stolní hoblovky na dřevo. Velká pozornost je v této práci věnována simulačnímu odhadu provozní spolehlivosti jednotlivých prvků a jejich vliv na systém jako celek z hlediska různých typů zatížení z vlastní vytvořené databáze náhodných veličin, četností prvků apod. Simulační výsledky jsou porovnávány s deterministickým způsobem hodnocení provozní bezpečnosti a životnosti těchto systémů.

ABSTRACT

The dissertation deals with simulating estimation of operating reliability of mechanical systems. It is concentrated on probability assessment of mechanical systems operating safety. In the introduction, the actual state of art such as deterministic and probability calculations are presented. The further chapters specify details in the field of systems reliability, the definitions, terms and reliability parameters are determined. The important chapter is the theory of system reliability where are presented assessment procedures of element position in the system. Beside it, there are specified methods and reliability analysis including details of SBRA – Simulation-Based Reliability Assessment and FTA – Fault Tree Analysis.

The knowledge mentioned above is applied into a reliability analysis of two chosen mechanical systems – telescopic articular shaft with sliding embedding and probability check of planning knife fixation at planning table for wood. The main aim of the dissertation is simulating estimation of operating reliability of elements in the system in the view of variable load for created database of random variable, frequency. The acquired information is compared by deterministic assessment of operating safety and lifetime of the systems.

ŽIVOTOPIS

Jméno a příjmení: **Radek Kotík**
Datum narození: **13.11.1982**
Místo narození: **Opava, Česká republika**
Státní příslušnost: **Česká**
Telefon: **+420 603257303**
E-mail: **kotikr@seznam.cz**



Vzdělání:

- 1998 – 2002, Střední průmyslová škola a střední uměleckoprůmyslová škola Opava – ukončeno maturitou.
Obor: Strojírenství se zaměřením na výpočetní techniku.
- 2002 – 2005, VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní – bakalářské studium.
Obor: Konstrukce strojů a zařízení.
Bakalářská práce: Elektropohon otáčení jeřábu.
- 2005 – 2007, VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní – magisterské studium.
Obor: Konstrukční a procesní inženýrství.
Diplomová práce: Konstrukce horizontálního symetrického dipólu 7 MHz.
- od roku 2007, VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní – doktorské studium.
Obor: Stavba výrobních strojů a zařízení.
Disertační práce: Simulační odhad provozní spolehlivosti strojních systémů.

Pedagogická praxe:

- 2007 – 2010: vedení seminářů na školícím pracovišti (VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů).

CURRICULUM VITAE

Name and surname: **Radek Kotík**
Date of birth: **13.11.1982**
Place of birth: **Opava, Czech Republic**
Nationality: **Czech**
Phone: **+420 603257303**
E-mail: **kotikr@seznam.cz**



Education:

- 1998 – 2002, Secondary Technical School and Secondary School of Applied Arts Opava – completed graduation.
Specialization: Mechanical Engineering with a focus on computer technology.
- 2002 – 2005, VŠB-TU Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering – Bachelor studies.
Specialization: Design of Machines and Equipment.
Bachelor thesis: Elektric Drive of the Crane Turning.
- 2005 – 2007, VŠB-TU Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering – Master studies.
Specialization: Design and Process Engineering.
Master thesis: Design of a Horizontal Symmetrical Dipole 7 MHZ.
- od roku 2007, VŠB-TU Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering – Doctoral studies.
Specialization: Construction of Production Machines and Equipment.
Dissertation thesis: Simulační odhad provozní spolehlivosti strojních systémů.

Teaching Experience:

- 2007 – 2010: leadership of seminars (VŠB-TU Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms).